

POLITECNICO DI TORINO
FACOLTÀ DI INGEGNERIA MECCANICA



TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**Sviluppo di un modello numerico per il controllo automatico di un
banco sperimentale per prove su pneumatici.**

Relatore:

Prof. DONGIOVANNI Claudio

Candidato:

CONTERNO Stefano

Aprile 2019

Sommario

Le prime MPP (Macchina Prova Pneumatici) nascono negli anni '70 con lo scopo di analizzare e studiare la meccanica dello pneumatico. Dato che la progettazione di un veicolo è fortemente influenzata dalle caratteristiche dello pneumatico, è importante comprendere come questo determina guidabilità, sicurezza, prestazioni, efficienza e comfort del veicolo.

Oggigiorno le MPP sono impiegate, in ambito industriale, per effettuare prove e fornire informazioni a produttori di pneumatici e produttori di veicoli. In ambito accademico invece l'obiettivo principale è quello di validare nuovi algoritmi che possano simulare il comportamento statico e dinamico dello pneumatico: questo ad oggi si basa sulla cosiddetta Magic Formula di Hans B. Pacejka, un modello empirico con tutte le conseguenti limitazioni.

La MPP, presente presso il laboratorio del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino, è stata realizzata a partire dagli anni '70; essa è in fase di rinnovamento con una doppia finalità: consentire sia il moderno controllo elettronico della macchina, sia la sua integrazione in un banco Hardware in the Loop. La finalità di quest'ultima integrazione sarà quella di effettuare i test di centraline per il controllo del sistema di trazione e, allo stesso tempo, validare i modelli di pneumatici. Questo avverrà confrontando la risposta dei modelli degli pneumatici integrati nel modello di veicolo, con il comportamento di uno pneumatico realmente funzionante, congiunto al proprio sistema di frenatura.

In questo progetto di tesi è stato sviluppato il modello numerico dei vari dispositivi che costituiscono il macchinario (trasmissioni idrauliche ed elettriche per la movimentazione della ruota, trasmissioni idrauliche per la simulazione del piano stradale) mediante l'ambiente di sviluppo Simulink, con l'obiettivo di realizzare un modello della MPP completo e coordinare l'attività di definizione del suo sistema di controllo. I singoli modelli sono stati validati mediante apposite campagne sperimentali svolte ad-hoc.

Abstract

The first TTMs (Tire Testing Machines) were born in the '70s with the aim to develop studies on the field of tire mechanics. Because the design features of a vehicle are strongly determined by tire, it was therefore necessary to understand how it affected the driveability, safety, performance, efficiency and comfort of vehicles.

Nowadays, TTMs are used by industry to test and provide information to tire manufacturers and vehicle manufacturers. On the other hand, in academic field, the main aim of research activities is to validate new algorithms that can simulate static and dynamic behaviour of the tire: until now it has been possible to rely on the Hans B. Pacejka's Magic Formula, an empirical model with many consequent limitations.

The tire testing machine (TTM), which is located in the Energy Department laboratory (Politecnico di Torino), has been realized since the 70s; it is under improvement with a dual purpose: to allow the modern electronic control of the machine and its integration in a Hardware in the Loop test bench.

In this thesis the numerical model of many devices that make up the machinery (hydraulic and electrical transmissions for wheel movement, hydraulic transmissions for the simulation of the road surface) was developed in Simulink environment. The models have been validated through specific ad-hoc experimental campaigns.

Indice dei contenuti

Sommario	i
Abstract	ii
Indice dei contenuti	iii
Indice delle figure.....	v
Indice delle tabelle.....	vii
<i>Capitolo I</i>	
Lo Pneumatico.....	- 1 -
1.1 Composizione.....	- 1 -
1.2 Struttura.....	- 2 -
1.3 Meccanica dello pneumatico	- 4 -
1.3.1 Scorrimento Longitudinale.....	- 6 -
1.3.2 Scorrimento Laterale	- 8 -
1.3.3 Scorrimenti Combinati	- 10 -
1.4 Modello empirico	- 11 -
1.5 Modello fisico	- 13 -
1.6 Influenza dello pneumatico sulle performance del veicolo	- 15 -
1.6.1 Sicurezza e guidabilità.....	- 15 -
1.6.2 Prestazioni ed efficienza.....	- 16 -
1.6.3 Comfort e rumore	- 17 -
<i>Capitolo II</i>	
Macchine Prova Pneumatici (MPP)	- 19 -
2.1 Flat Belt Machine	- 22 -
2.1.1 MTS Flat-Trac Tire Test System.....	- 23 -
2.2 Applicazione attuale delle MPP	- 25 -
<i>Capitolo III</i>	
La MPP del DENERG.....	- 27 -

3.1 Descrizione della macchina.....	- 27 -
3.1.1 Generazione e trasmissione del moto	- 27 -
3.1.2 Superficie di simulazione stradale.....	- 30 -
3.1.3 Cuscinetto idrodinamico.....	- 31 -
3.1.4 Sistemi di controllo e misurazione	- 32 -
<i>Capitolo IV</i>	
Modello numerico della MPP.....	- 34 -
4.1 Livello generale.....	- 35 -
4.2 Pneumatico	- 36 -
4.3 Trasmissioni idrostatiche.....	- 38 -
4.3.1 Valutazione delle inerzie	- 43 -
4.3.2 Regolazione delle trasmissioni idrauliche	- 51 -
4.4 Sistema nastro	- 65 -
4.4.1 Caratterizzazione meccanica del nastro.....	- 66 -
4.4.2 Modello cinematico-dinamico del nastro	- 71 -
4.4.3 Controllo del sistema nastro (versione 1.0).....	- 73 -
4.4.4 Modello del sistema di attuazione	- 78 -
4.4.5 Controllo del sistema nastro (versione 2.0).....	- 81 -
<i>Capitolo V</i>	
Conclusioni e sviluppi futuri	- 90 -
Ringraziamenti	- 92 -
Bibliografia.....	- 93 -

Indice delle figure

Figura 1 - Sezione prospettica di uno pneumatico radiale tubeless.....	- 4 -
Figura 2 - Confronto nella disposizione delle tele e pacco cintura per diverse tipologie di pneumatico.	- 4 -
Figura 3 - Convenzione dei segni applicata allo pneumatico.....	- 5 -
Figura 4 - Andamento degli sforzi tangenziali e delle velocità periferiche nella zona di contatto.	- 6 -
Figura 5 - Andamento della forza longitudinale F_x	- 7 -
Figura 6 - Andamenti della forza laterale F_y e del momento di auto-allineamento M_z	- 9 -
Figura 7 - Andamenti della forza laterale F_y e del momento di auto-allineamento M_z con camber γ . .	- 9 -
Figura 8 – a) andamento delle forze longitudinali F_x e laterali F_y in funzione dello scorrimento k ed al variare della deriva α ; b) andamento della forza laterale F_y in funzione di quella longitudinale F_x	- 11 -
Figura 9 - Rappresentazione della curva ottenuta con il modello matematico di Pacejka.	- 12 -
Figura 10 - Confronto degli sforzi misurati sperimentalmente e riprodotti con Magic Formula.	- 13 -
Figura 11 - Rappresentazione grafica del modello fisico Brush Model.	- 14 -
Figura 12 - Tyre Test Trailer per prove di pneumatici su strada reale.	- 20 -
Figura 13 - Confronto tra Macchine Prova Pneumatici di tipo a rullo e a nastro.....	- 21 -
Figura 14 - Macchina prova pneumatici a disco dell'Università di Padova.	- 21 -
Figura 15 - a) MTS Flat Trac Classic; b) MTS Flat Trac LTR.	- 24 -
Figura 16 - Vista frontale della MPP.....	- 27 -
Figura 17 - Vista laterale della MPP.	- 28 -
Figura 18 - Vista posteriore della MPP.	- 28 -
Figura 19 - Schema oleodinamico/meccanico semplificato della MPP.	- 30 -
Figura 20 - Dispositivi oleodinamici agenti sul rullo folle.....	- 31 -
Figura 21 - Schema idraulico del circuito di alimentazione del cuscinetto idrodinamico.....	- 32 -
Figura 22 - Schema complessivo della MPP in Simulink.	- 35 -
Figura 23 - Schema illustrativo delle trasmissioni idrostatiche.....	- 38 -
Figura 24 - Relazione tra portata e differenza di pressione nella valvola limitatrice di pressione.	- 41 -
Figura 25 - Schema di programmazione in Simulink della trasmissione idrostatica.	- 43 -
Figura 26 - Spettro in frequenza dei segnali di velocità e coppia.....	- 45 -
Figura 27 - Confronto tra i segnali acquisiti e quelli ottenuti a seguito di filtraggio e decimazione.....	- 45 -
Figura 28 - Curve di decelerazione della trasmissione a cilindrata motore $\varepsilon M = 0,375$	- 46 -
Figura 29 - Andamento della velocità di rotazione del rullo per segnali di eccitazione dell'elettrovalvola di forma sinusoidale e frequenza variabile.	- 47 -
Figura 30 - Confronto tra risultati prodotti dal modello numerico e dati acquisiti.....	- 49 -

Figura 31 - Confronto tra andamenti sperimentali e numerici dei profili di velocità.....	- 50 -
Figura 32 - Curve di regolazione di una trasmissione idrostatica.	- 52 -
Figura 33 - Schema a blocchi di un sistema con controllore PID.	- 54 -
Figura 34 - Schema di implementazione in Simulink del controllore della cilindrata della pompa.....	- 55 -
Figura 35 - Confronto tra variazione di posizione angolare del piatto di regolazione cilindrata reale e modellata.	- 56 -
Figura 36 - Confronto tra controllore P e PI.....	- 57 -
Figura 37 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto sinusoidale ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.	- 59 -
Figura 38 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto dal ciclo omologativo automobilistico UDC ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.	- 59 -
Figura 39 - Controllo di velocità della trasmissione ruota con logica booleana.	- 60 -
Figura 40 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto sinusoidale ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.	- 63 -
Figura 41 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto dal ciclo omologativo automobilistico UDC ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.	- 63 -
Figura 42 - Schema oleodinamico del sistema nastro.	- 66 -
Figura 43 - Diagramma di corpo libero di rullo folle e nastro, sotto l'azione dei servocilindri.	- 67 -
Figura 44 - Collegamento a ponte di Wheatstone degli estensimetri.	- 68 -
Figura 45 - Deformazione del nastro e pressione al variare della posizione dei servocilindri.	- 70 -
Figura 46 - Diagramma di corpo libero del sistema nastro in condizioni di corretto tensionamento.....	- 71 -
Figura 47 - Relazione tra spostamento laterale del nastro e differenza di posizione dei servocilindri. .	- 72 -
Figura 48 - Confronto del controllo della posizione del nastro in condizione di pretensionamento uniforme e di pretensionamento non uniforme.	- 76 -
Figura 49 - Confronto per diverse velocità del controllo di posizione con PI a parametri costanti.....	- 77 -
Figura 50 - Andamento delle posizioni dei servocilindri e della posizione media durante il controllo. .	- 78 -
Figura 51 - Andamento della posizione dei servocilindri per una data richiesta di posizione.	- 79 -
Figura 52 - Confronto dei profili di velocità tra modello numerico e sperimentale del servocilindro...-	80 -
Figura 53 - Flowchart del sistema di controllo delle velocità dei due servocilindri.....	- 82 -
Figura 54 - Controllo della velocità dei servocilindri implementato in Simulink.....	- 83 -
Figura 55 - Attuazione in controfase dei servocilindri, con andamento della posizione sinusoidale.....	- 84 -
Figura 56 - Modello numerico completo del sistema nastro implementato in Simulink.....	- 85 -
Figura 57 - Simulazione della fase di centraggio del nastro a bassa velocità.....	- 87 -
Figura 58 - Simulazione della fase di centraggio del nastro a bassa velocità.....	- 87 -
Figura 59 - Simulazione di controllo della posizione del nastro a diverse velocità.	- 88 -
Figura 60 - Simulazione di controllo della posizione del nastro per diversi profili di velocità.	- 89 -

Indice delle tabelle

Tabella 1 - Rapporti di trasmissione del riduttore di velocità.	29 -
Tabella 2 - Momenti d'inerzia di massa delle componenti meccaniche della trasmissione ruota.	43 -
Tabella 3 - Momenti d'inerzia di massa delle componenti meccaniche della trasmissione nastro.	44 -
Tabella 4 - Parametri inerziali e smorzanti globali ottimali in funzione del rapporto del riduttore.	50 -
Tabella 5 - Regole di taratura di Ziegler-Nichols in anello chiuso.	55 -
Tabella 6 - Parametri di configurazione dei controllori impiegati in Figura 35.	58 -
Tabella 7 - Parametri di configurazione finali del controllore PI.	58 -
Tabella 8 - Parametri di configurazione finali del controllore PI.	62 -
Tabella 9 - Caratteristiche tecniche di estensimetri e circuito di misurazione.	69 -
Tabella 10 - Parametri di configurazione del controllore PI del sistema nastro (versione 1.0).	74 -
Tabella 11 - Parametri di configurazione del sistema di posizionamento dei servocilindri.	75 -
Tabella 12 - Segnali elettrici necessari per l'attuazione simmetrica di due servocilindri.	79 -
Tabella 13 - Parametri di configurazione del controllore PI del sistema nastro (versione 2.0).	85 -

Capitolo I

Lo Pneumatico

Fin dai tempi più antichi l'uomo ha manifestato la necessità di spostarsi e realizzare mezzi per trasportare se stesso ed i propri averi. La principale innovazione in tal senso è stata sicuramente quella della ruota, avvenuta intorno al 3500 a.C. in Mesopotamia ad opera dei Sumeri. Per millenni le ruote sono rimaste semplici dischi di legno con un foro centrale, solo nel XIX secolo venne introdotto un elemento che ne rivoluzionò le proprietà: lo pneumatico. Il primo pneumatico brevettato fu quello di Robert William Thompson nel 1847 [1] ma, non entrò mai in produzione. Il primo prodotto risale invece al 1888, frutto dello scozzese John Boyd Dunlop.

Al giorno d'oggi tutti i veicoli concepiti per circolare su strada sono dotati di ruote che permettono di ridurre la resistenza al moto, la maggior parte di questi sono dotati di una ruota pneumatica. Le ruote sono dispositivi impiegati ormai da molti secoli, ma solo con l'invenzione e lo sviluppo dello pneumatico si sono raggiunti elevati livelli di comfort, sicurezza e prestazioni. In particolare, gli autoveicoli sono dotati di una ruota pneumatica costituita da una parte rigida, il cerchio, ed una parte deformabile, lo pneumatico, all'interno del quale viene introdotto un gas in pressione.

1.1 Composizione

Un tipico pneumatico è composto da circa 60 diverse materie prime [2], ognuna delle quali conferisce particolari proprietà in grado di modificare le caratteristiche del prodotto globale. La combinazione dei componenti deve quindi essere bilanciata per rispettare gli indici di prestazione richiesti dal costruttore del veicolo. Dall'analisi della composizione chimica di uno pneumatico risultano presenti materiali di svariata natura, il principale è la gomma sintetica e naturale che caratterizza la miscela, presente in lunghe catene polimeriche unite tramite il processo di vulcanizzazione.

Circa il 30% del materiale è costituito da additivi, quali silice, silani e nero fumo, impiegati per migliorare la resistenza al rotolamento e garantire un'usura minore e regolare della miscela.

I materiali di rinforzo danno un contributo cruciale in termini di prestazioni e sicurezza, sono presenti in concentrazioni che variano dal 15% al 30%; tra questi troviamo i fili d'acciaio, presenti sia nel tallone che nella cintura, e materiali tessili, quali cavi e tele, presenti nella carcassa. I primi garantiscono la tenuta al cerchio e la guidabilità, mentre i secondi conferiscono forma e migliorano le prestazioni ad alte velocità.

Infine, in percentuali minori si trovano materiali contro l'invecchiamento, che proteggono la gomma da radiazioni solari, calore ed ossidazione (cere e antiossidanti), e resine ed oli per migliorare le caratteristiche durante il processo produttivo e conferire rigidità alla miscela.

1.2 Struttura

Gli pneumatici sono classificati in funzione della propria struttura interna, possono contenere al loro interno una camera d'aria o essere di tipologia Tubeless, in cui la tenuta dell'aria di gonfiaggio è assolta direttamente dalla copertura [3]. Questa seconda tipologia è, ad oggi, la più diffusa in quanto meno soggetta a foratura; questo richiede che il cerchione sia perfettamente accoppiato ai talloni della copertura in quanto ne integra la funzione di tenuta.

Lo pneumatico è composto da diverse parti, come rappresentato in Figura 1, che possono essere riassunte in:

- battistrada (*tread*), è l'elemento a diretto contatto con il terreno; esso ha un ruolo fondamentale nell'interazione ruota-strada in quanto, essendo responsabile dello scambio di forze longitudinali e laterali, consente le azioni di trazione, frenatura e sterzata. Il disegno del battistrada è caratterizzato dalla forma geometrica delle scanalature, esse permettono di evacuare l'acqua. È realizzato in gomma sintetica (stirene-butadiene SBR) che conferisce una buona resistenza all'abrasione e stabilità all'invecchiamento, esso deve infatti resistere all'usura e proteggere la carcassa sottostante;
- carcassa o tela (*body ply*), consente il trasferimento delle forze necessarie al compimento di tutte le manovre e garantisce la resistenza alla pressione di gonfiaggio. È composto da fili di Nylon affiancati, da qui il termine tela, che possono essere di spessore variabile; all'aumentare della loro sezione e conseguente diminuzione della concentrazione lineare (TPI Threads per Inch) aumenta la resistenza e rigidità della carcassa. A seconda della disposizione delle tele si possono realizzare tre tipologie di pneumatici (Figura 2):
 - diagonale, a tele incrociate o bias, le tele collegano un tallone all'altro percorrendo un percorso diagonale rispetto al piano meridiano della ruota, con un angolo di 30-40°; ogni strato di tela ha direzione opposta rispetto al precedente e al successivo;
 - cinturato o bias belted, presenta una carcassa diagonale con una cintura di rinforzo, descritta al punto successivo;
 - radiale, le tele collegano i due talloni con direzione perpendicolare rispetto al piano meridiano.
- pacco cintura o cinture e cintura radiale, strati multipli di materiale avvolti in direzione circonferenziale tra battistrada e carcassa al fine di aumentare la resistenza dello pneumatico e prevenire danni da foratura; la caratteristica principale è però quella di garantire una maggiore impronta a terra con conseguente migliore distribuzione delle forze scambiate con il suolo, grazie alla capacità di ridurre l'espansione dovuta alle forze centrifughe ad alte velocità. Sono corde o fili d'acciaio, nylon o poliestere disposti parallelamente al piano meridiano o con angoli ridotti (15-25°) e direzione alternata tra uno strato e l'altro. Possono essere presenti anche

cinture ad angolazioni differenti oppure una cintura metallica radiale, per distribuire meglio gli sforzi.

Tale pacco è presente sempre negli pneumatici radiali, a differenza dei diagonali che, qualora provvisti, prendono il nome di cinturati;

- fianco o spalla (*sidewall*), è la parte che collega il battistrada al tallone; assolve il ruolo fondamentale di trasmettere la coppia motrice proveniente dall'asse al battistrada ma, fornisce un contributo minimo nel contrasto del carico verticale. Ha il compito di proteggere la carcassa sottostante da abrasione, impatti con corpi esterni, fatica a flessione e agenti atmosferici; è principalmente composta da gomma rinforzata con corde d'acciaio o tessuto che garantiscono resistenza a trazione e flessibilità, migliorando quindi guidabilità e stabilità;
- tallone (*bead*), consente l'accoppiamento con il cerchio; è costituito da tele gommate per ridurre l'usura dovuta allo sfregamento tra questi due corpi ma deve garantire attrito sufficiente affinché non vi sia rotazione relativa. La larghezza del tallone influenza fortemente la caratteristica di guidabilità dell'autoveicolo;
- cerchietti, fasce di acciaio collocate all'interno del tallone, hanno lo scopo di rendere rigido l'accoppiamento pneumatico-cerchio ed evitare un eventuale sfilamento. Possono essere conformati a cavo, con trefoli avvolti su un'anima centrale oppure con filo unico avvolto a spirale. In ogni caso sono rivestiti in gomma e profilati a goccia per l'opportuno accoppiamento con le tele;
- rinforzi, strisce di materiale, solitamente elastomeri, interposti tra battistrada-cintura e cintura-carcassa al fine di meglio distribuire gli sforzi che si generano dal contatto tra materiali metallici e plastici a causa delle deformazioni da flessione. Sono posti nelle zone laterali dove lo spigolo della cintura d'acciaio potrebbe danneggiare le parti in gomma;
- riempimento (*bead filler*), composto da materiale gommoso al fine di riempire lo spazio vuoto che si genera, nella zona del tallone, avvolgendo le tele attorno cerchietti. Con la a variazione di massa e durezza di questo elemento si modifica la caratteristica di guidabilità dello pneumatico;
- rivestimento interno (*innerliner*), strato sottile di gomma inserito all'interno degli pneumatici tubeless, appositamente studiato per evitare la fuoriuscita dell'aria compressa.

In Figura 1 è possibile apprezzare la sezione di uno pneumatico radiale Tubeless in cui si individuano le principali strutture sopra descritte. Con (1) rivestimento interno, (2) carcassa, (3) rinforzi della spalla, (4) cerchietti, (5) fianco, (6) e (7) pacco cintura, (8) battistrada e (9) spalla.

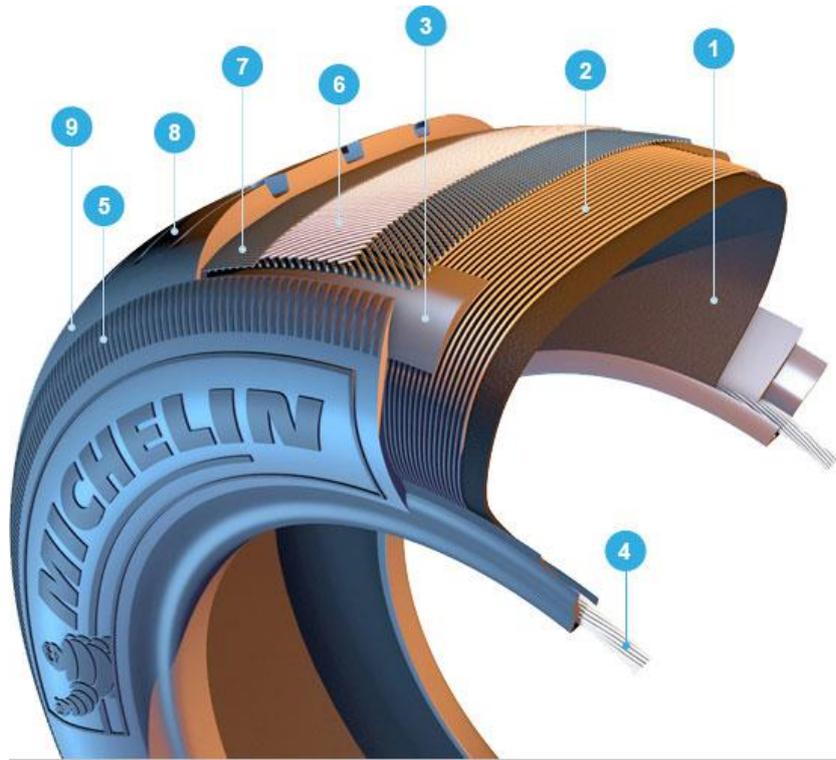


Figura 1 - Sezione prospettica di uno pneumatico radiale tubeless.

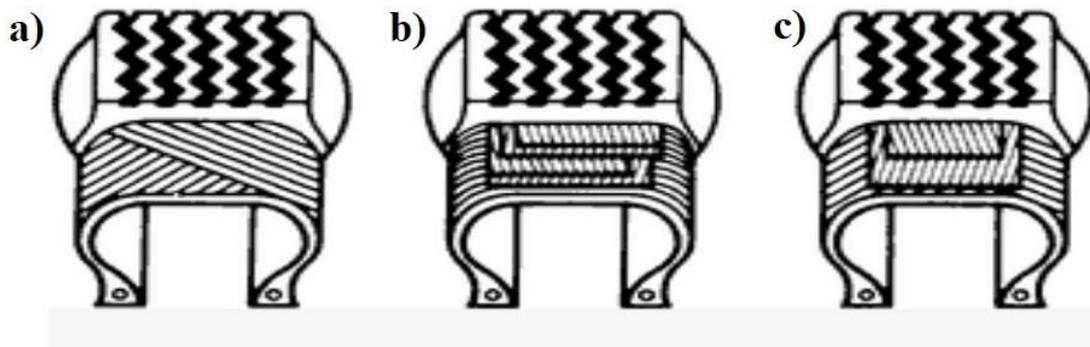


Figura 2 - Confronto nella disposizione delle tele e pacco cintura per diverse tipologie di pneumatico.

a) incrociato; b) radiale; c) cinturato.

1.3 Meccanica dello pneumatico

Per caratterizzare fisicamente e matematicamente uno pneumatico è importante definire una convenzione schematica e di segno per forze, momenti e scorrimenti. Per il presente elaborato si è scelto di utilizzare la convenzione SAE adattata da Pacejka (Figura 3), secondo cui le forze di trazione, o frenata, F_x sono positive se concordi con l'asse longitudinale x , mentre per quelle laterali F_y se concordi con l'asse ortogonale y ; detto α l'angolo di deriva e definito come l'angolo compreso tra la velocità di avanzamento V e l'asse longitudinale, con M_z si indica il momento di auto-allineamento[3].

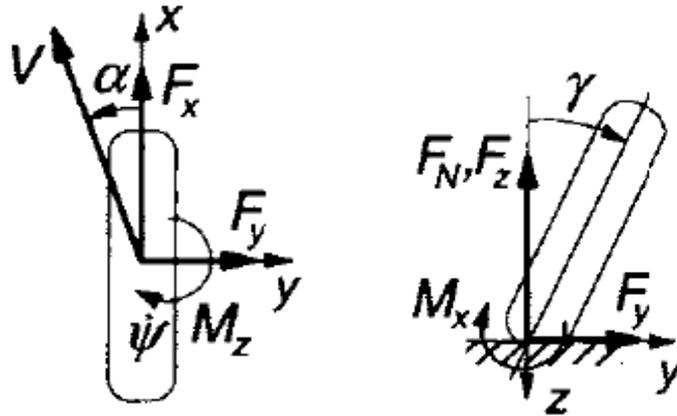


Figura 3 - Convenzione dei segni applicata allo pneumatico.

Un aspetto fondamentale per caratterizzare uno pneumatico è la deformabilità dovuta al carico verticale, detta deformabilità elastica con lo schiacciamento; il carico nominale Z_N impone alla copertura una conformazione studiata per raggiungere prestazioni ottimali[4]. Viene definita rigidezza k_z il rapporto tra il carico F_z e lo schiacciamento z :

$$k_z = \frac{F_z}{z} \quad (1)$$

Conseguenza diretta dello schiacciamento è il raggio di rotolamento effettivo, definito, per una ruota libera senza coppie applicate al suo asse, come lo pseudo-raggio di valore R_e ottenuto dividendo la componente longitudinale V_x del vettore velocità totale V per la velocità angolare ω_0 :

$$R_e = \frac{V_x}{\omega_0} \quad (2)$$

Esaminando una ruota condotta, senza coppie applicate quindi, quando un punto del battistrada entra nella zona di contatto pneumatico-strada la sua distanza dal centro ruota diminuisce, passando dal raggio indeformato al raggio di rotolamento effettivo. Ne consegue che i punti all'interno della zona di contatto si muovono con una velocità tangenziale minore rispetto a quelli al di fuori di essa. La zona di battistrada che si trova nella zona vicino al bordo di uscita dovrà quindi accelerare e si troverà sottoposta ad uno sforzo di trazione; al contrario la parte che si trova vicino al bordo di attacco decelera ed è quindi in stato di compressione. In Figura 4 si può notare l'andamento longitudinale delle tensioni superficiali e delle velocità nella zona di contatto.

Se invece si considera una ruota su cui agisce una coppia, motrice o frenante, l'andamento degli sforzi cambia considerevolmente. Considerando ad esempio una coppia frenante M_y applicata all'asse della ruota, questa sarà bilanciata dalla forza frenante $-F_x$ e dal carico verticale F_z ; il punto di applicazione a terra di quest'ultimo, rispetto al caso di ruota condotta, sarà più distante dalla proiezione a terra del centro ruota. Lo pneumatico sarà sottoposto ad uno slittamento rispetto al terreno, infatti riducendo la velocità angolare

cresce il raggio di rotolamento effettivo; per elevate coppie frenanti si può anche ottenere un raggio R_e maggiore del raggio R_0 dovuto solo allo schiacciamento imposto dal carico verticale. Per questo motivo nella zona di contatto la velocità periferica può risultare superiore a quella nella parte di pneumatico scarico, aumentando di conseguenza la zona di battistrada sottoposta a trazione. L'elemento di battistrada che si trova nel punto di attacco sarà in adesione; man mano che avanza nella zona la sua velocità cresce causando un aumento lineare della deformazione e degli sforzi tangenziali, fintantoché raggiunge il limite di aderenza imposto dalla legge di Coulomb. Superata tale condizione inizia lo slittamento, per questo motivo lo sforzo tangenziale decresce nella parte terminale della zona di contatto. Lo slittamento è quindi una caratteristica locale, riferita al singolo punto del battistrada nell'orma di contatto e non all'intera impronta.

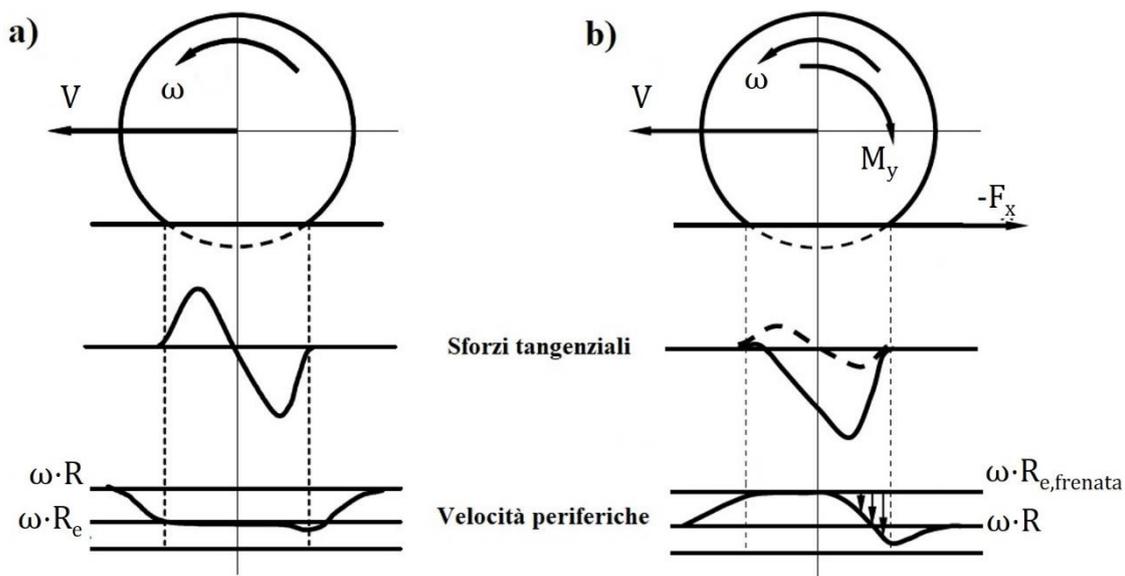


Figura 4 - Andamento degli sforzi tangenziali e delle velocità periferiche nella zona di contatto.

a) ruota condotta; b) ruota frenata.

1.3.1 Scorrimento Longitudinale

In caso di ruota motrice si può ragionare in modo analogo, la velocità angolare aumenta e di conseguenza il raggio R_e decresce; la velocità periferica nella zona di contatto risulta quindi minore della restante parte e il battistrada si trova quindi sottoposto ad uno sforzo tangenziale di compressione.

Quando una coppia motrice viene applicata all'asse di rotazione della ruota, si genera uno scorrimento k definito come:

$$k = -\frac{V_x - R_e \omega}{V_x} = -\frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0} \quad (3)$$

il segno negativo porta ad uno scorrimento positivo quando la coppia è motrice; in questo caso la velocità angolare ω sarà maggiore di ω_0 , definita come quella corrispondente ad un corpo che si muove con velocità lineare V_x . A ruota bloccata, in fase di frenatura quindi, lo scorrimento è $k = -1$. Per elevati slittamenti k

può assumere valori molto grandi, per evitare questo è possibile ricorrere ad una definizione con ω al denominatore, così da limitarne il valore massimo pari ad 1 nella fase motrice.

Lo scorrimento, a differenza dello slittamento, è un quindi un parametro globale che descrive il moto della parte rigida della ruota; non ci fornisce informazioni sulle condizioni di adesione o slittamento dei singoli punti nella zona di contatto. Si può quindi affermare che slittamento e scorrimento sono due concetti molto diversi: lo slittamento è una proprietà locale di ogni punto di contatto, mentre lo scorrimento è una proprietà globale del moto dell'intero corpo[5].

Per calcolare la velocità di avanzamento del veicolo è necessario risolvere l'equazione di equilibrio dinamico del veicolo; per cui è fondamentale conoscere l'andamento delle forze longitudinali scambiate dallo pneumatico in funzione dello scorrimento. Da prove sperimentali si ottengono i tipici andamenti mostrati in Figura 5. Si può notare che per bassi valori di scorrimento k la crescita della forza ha andamento lineare, in questa zona è possibile definire la rigidità longitudinale C_k come la tangente alla curva a scorrimento nullo. È inoltre possibile apprezzare la variazione delle forze in funzione del carico verticale F_z , che risulta essere quasi lineare. Il picco della curva si ottiene per valori di scorrimento compresi tra 0,1 e 0,15 e rappresenta il valore di forza ottimale in fase di frenata per minimizzare lo spazio di arresto; è molto rischioso lavorare con questo valore obiettivo poiché, una volta superato il corrispondente scorrimento, questo aumenta molto rapidamente e porta al bloccaggio della ruota in breve tempo. Per questo motivo, al giorno d'oggi, tutti i veicoli sono dotati di sistemi antibloccaggio come l'ABS. Un ragionamento del tutto analogo si può applicare nel caso di accelerazione, dove si applicano sistemi per il controllo di trazione atti ad evitare lo slittamento dello pneumatico.

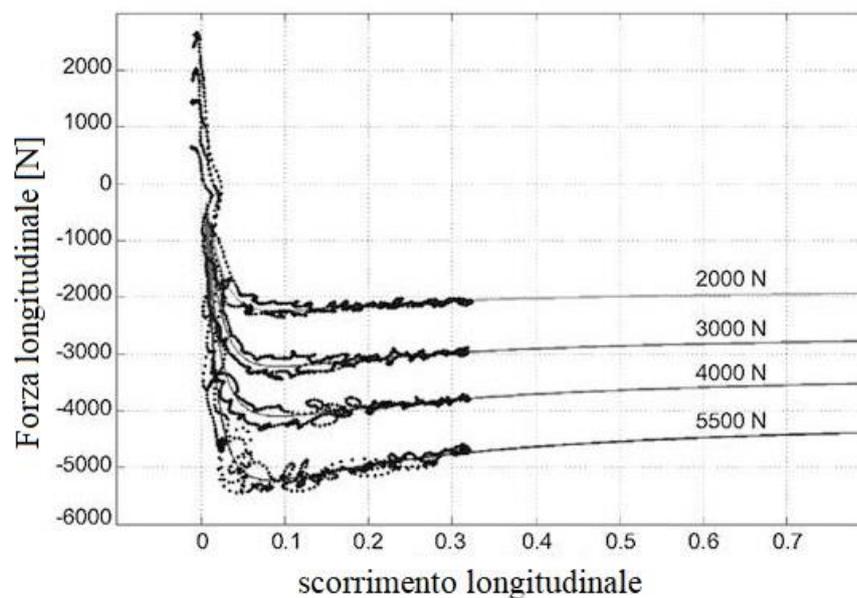


Figura 5 - Andamento della forza longitudinale F_x in funzione dello scorrimento k ed al variare del carico verticale F_z .

1.3.2 Scorrimento Laterale

Quando una ruota si trova ad affrontare una curva, si verifica un comportamento simile alla situazione di accelerazione/frenata. In questo caso il vettore velocità sarà solitamente non parallelo al piano mediano della ruota. Nella zona di contatto pneumatico-strada il battistrada inizierà a deformarsi per provare ad allinearsi alla direzione della velocità; nascono quindi sforzi tangenziali che, in caso di puro scorrimento laterale, possono raggiungere il valore massimo definito dalla legge di Coulomb $\mu\sigma_z$, con μ coefficiente d'attrito tra le due superfici e σ_z carico verticale riferito all'orma di contatto. La deformazione dello pneumatico si può immaginare come somma di due contributi distinti: la deformazione del battistrada (gomma) e la deformazione della cintura (acciaio). Si introduce quindi lo scorrimento in direzione laterale, definita deriva e ottenuta attraverso il rapporto tra la componente laterale e longitudinale della velocità:

$$\tan\alpha = -\frac{V_y}{V_x} \quad (4)$$

anche in questo caso il segno negativo ha lo scopo di rendere α positivo in caso di forza laterale positiva.

Esattamente come visto nel caso longitudinale, per quantificare la velocità in direzione laterale V_y è necessario risolvere l'equazione di equilibrio dinamico dell'intero veicolo, per cui sono richieste informazioni sull'andamento delle forze laterali in funzione della deriva. La Figura 6.a riporta l'andamento delle forze scambiate in direzione laterale. È possibile definire una rigidità laterale $C_{y\alpha}$ come la tangente alla funzione in corrispondenza di deriva nulla, in questa zona la forza risulta proporzionale allo scorrimento.

La rigidità laterale risulta proporzionale al carico verticale, ma non linearmente. Per questo motivo, in fase di curvatura, a causa dei trasferimenti di carico la rigidità media di un assale risulta decrescente: questo influisce fortemente sulle performance di curvatura del veicolo.

A causa della resistenza al rotolamento, il punto di applicazione delle forze risulta spostato rispetto alla proiezione sull'orma di contatto del centro ruota. Per questo motivo, oltre ad una forza laterale nasce una coppia concentrata, detta momento di auto-allineamento M_z . Questo tende ad allineare il piano mediano della ruota al vettore velocità, contrastando quindi la deformazione imposta dalla forza laterale. In Figura 6.b è riportato l'andamento del momento di auto-allineamento M_z in funzione della deriva ed al variare del carico laterale. La forma convessa è dovuta al sistema di riferimento scelto; notiamo che per deriva nulla il momento risulta non nullo, questo a causa della coppia residua imposta dal disegno del battistrada.

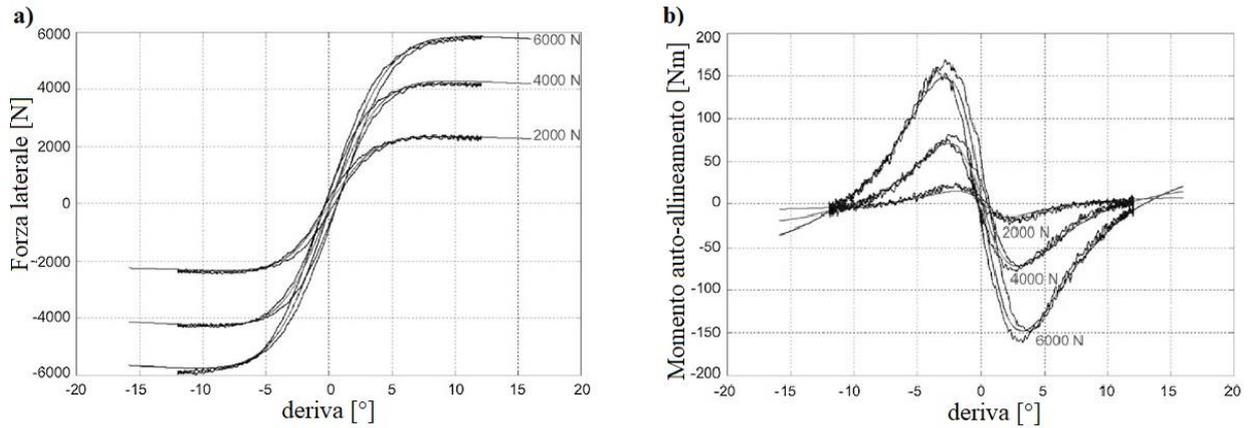


Figura 6 - Andamenti della forza laterale F_y (a) e del momento di auto-allineamento M_z (b) in funzione della deriva α ed al variare del carico verticale F_z .

Un ulteriore parametro che influenza l'andamento delle forze laterali è l'angolo di camber γ , o campanatura; esso è definito come l'angolo compreso tra il piano mediano della ruota e la normale alla strada nel piano trasversale al veicolo. La presenza di camber produce una forza laterale, solitamente molto inferiore di quella prodotta dalla deriva α [6].

La forza laterale a cui è soggetto lo pneumatico, nel range di linearità, può quindi essere espressa come:

$$F_y(\alpha) = C_{y\alpha} \cdot \alpha + C_{y\gamma} \cdot \gamma \quad (5)$$

dove $C_{y\alpha}$ e $C_{y\gamma}$ sono rispettivamente la rigidità di deriva e la rigidità di camber; il primo termine risulta essere di almeno un ordine di grandezza superiore rispetto al secondo, da questo consegue la loro diversa influenza sullo sviluppo delle forze laterali.

Nei grafici in Figura 7 si nota come la presenza di camber vada a modificare gli andamenti sia della forza laterale sia del momento di auto-allineamento.

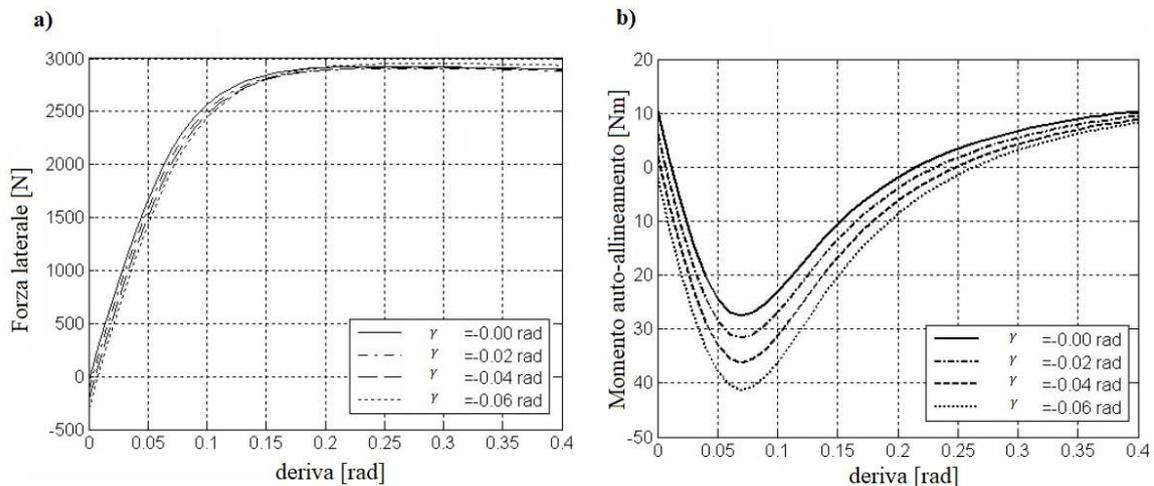


Figura 7 - Andamenti della forza laterale F_y (a) e del momento di auto-allineamento M_z (b) in funzione della deriva α e dell'angolo di camber γ .

1.3.3 Scorrimenti Combinati

Generalmente non si assiste mai a scorrimenti puramente longitudinali o puramente laterali, ma vi è una combinazione dei due. Le forze e coppie scambiate dallo pneumatico sono quindi conseguenza degli scorrimenti e dei carichi combinati a cui è soggetto. Le forze orizzontali scambiate non possono eccedere la massima forza imposta dalle condizioni di attrito e dal carico verticale. La forza totale scambiata dallo pneumatico sarà quindi data da:

$$F_{tot} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (6)$$

ed il corrispondente coefficiente d'attrito globale secondo la legge di Coulomb sarà:

$$\mu_{tot} = \frac{F_{tot}}{F_z} \quad (7)$$

La Figura 8 riporta gli andamenti della forza longitudinale F_x e laterale F_y nel caso di scorrimento combinato. Si osserva che all'aumentare dello scorrimento longitudinale k , cresce la forza longitudinale F_x ma diminuisce quella laterale F_y . Per bassi valori di scorrimento le forze laterali sono dominanti, mentre ad elevati scorrimenti, la forza disponibile per essere scaricata in direzione laterale è minima.

Nel diagramma polare di Figura 8.b è possibile apprezzare l'asimmetria della forza longitudinale, causata dalla rigidità della carcassa. Sempre osservando questo diagramma sperimentale osserviamo un'incongruenza con l'equazione 6: da questa ci aspetteremmo che le curve siano tutte semicircolari con valori della forza orizzontale corrispondenti al limite imposto dalla legge di Coulomb. In realtà, per elevati valori di scorrimento, notiamo che oltre a decrescere la forza laterale, decresce anche quella longitudinale; questo perché ormai la maggior parte dell'area di contatto si troverà in strisciamento e quindi il coefficiente d'attrito diminuirà causando un abbassamento del limite massimo imposto sulla forza totale scambiata.

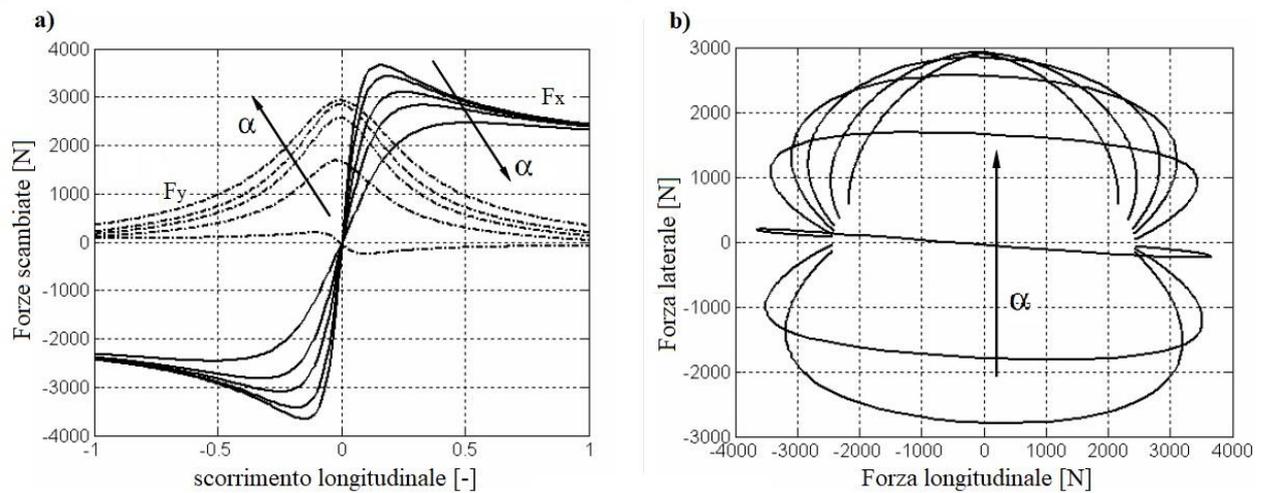


Figura 8 – a) andamento delle forze longitudinali F_x e laterali F_y in funzione dello scorrimento k ed al variare della deriva α ; b) andamento della forza laterale F_y in funzione di quella longitudinale F_x .

1.4 Modello empirico

Nello studio della dinamica di un veicolo è utile impiegare modelli matematici in grado di riprodurre le curve caratteristiche ricavate sperimentalmente. Nell'ambito degli pneumatici il modello più diffuso ed impiegato è quello proposto dall'ingegnere olandese Hans Bastiaan Pacejka.

Tale modello è del tutto empirico, non ha quindi alcuna base teorica ma permette di approssimare in modo accurato le caratteristiche dello pneumatico, per questo motivo viene nominato Magic Formula. Una presentazione dettagliata e completa del modello in tutti i suoi aspetti va oltre gli scopi di questo elaborato, motivo per il quale il modello sarà presentato molto brevemente rimandando a testi più specifici ([3]) per una trattazione completa.

Nel corso degli anni sono state proposte e sviluppate diverse versioni di Magic Formula, tutte basate sulla seguente formulazione:

$$y(x) = D \cdot \sin\{C \cdot \arctan[B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x))]\} \quad (8)$$

con:

$$Y(X) = y(x) + S_V \quad (9)$$

$$x = X + S_H \quad (10)$$

dove i coefficienti B , C , D , e E si riferiscono rispettivamente a rigidezza, forma, valore di picco e curvatura; X e Y sono invece le variabili di input e output e corrispondono quindi, a seconda dei casi, allo scorrimento longitudinale k o laterale α ed alla conseguente forza longitudinale F_x o laterale F_y ; i parametri S_V o S_H

rendono la curva asimmetrica rispetto all'origine, generano quindi quelle forze residue a scorrimenti nulli, dovute alle imperfezioni geometriche e costruttive dello pneumatico. In Figura 9 è possibile apprezzare la rappresentazione della formulazione di Pacejka e come i diversi coefficienti influiscono sulla forma.

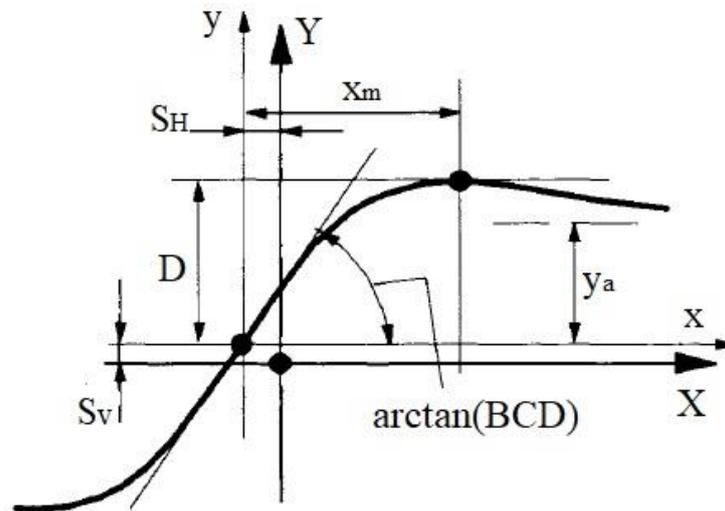


Figura 9 - Rappresentazione della curva ottenuta con il modello matematico di Pacejka "Magic Formula".

Il modello è detto empirico in quanto riproduce curve caratteristiche sperimentali senza tener conto in alcun modo dei fenomeni fisici che avvengono nel contatto ruota-strada. Tale modello è molto apprezzato in quanto riproduce in modo accurato le principali caratteristiche che si possono estrarre da una curva sperimentale, quali il valore di picco con la corrispondente ascissa, il valore asintotico orizzontale e la pendenza nell'origine, precedentemente definita come rigidità.

Nella formulazione più semplice i parametri del modello di Pacejka sono costanti, permettendo già una buona affidabilità delle curve riprodotte. Esistono anche formulazioni più complesse dove i coefficienti sono a loro volta funzione di altre variabili come ad esempio il carico verticale, l'angolo di camber e la pressione di gonfiaggio dello pneumatico.

Il modello matematico di Pacejka è inoltre in grado di tener conto dell'effetto combinato di carichi longitudinali e laterali; nei modelli più semplici si realizza questo andando a limitare la forza laterale esercitabile dallo pneumatico nel caso in cui alla ruota sia applicata una forza motrice o frenante. Per fare ciò le curve polari sperimentali (Figura 8.b) vengono approssimate come ellissi. Così facendo si accetta un'approssimazione, poiché in caso di scorrimento combinato si lascia invariata la forza longitudinale e si satura quella laterale; le curve sperimentali invece rivelano che entrambe le forze risentono dell'effetto dello slip combinato. Nel 1993 Bayle, Forissier e Lafont hanno pubblicato un nuovo metodo per tener conto dei carichi combinati: in questo le curve riferite agli scorrimenti semplici (F_{x0} e F_{y0}) vengono pesate tramite funzioni ($G_{x\alpha}$ e $G_{y\kappa}$) che tengono conto delle interazioni di α con F_x e κ con F_y . Si ottengono quindi:

$$F_x = G_{x\alpha} \cdot F_{x0} \quad (11)$$

$$F_y = G_{yk} \cdot F_{y0} \quad (12)$$

Il principale vantaggio di questo modello risiede nella sua semplicità. In questo modo può essere facilmente implementato in codici di calcolo per la realizzazione di modelli di simulazione che richiedono rapidità nella computazione[3].

In Figura 10 si confrontano tra le curve sperimentali misurate con una macchina prova pneumatici (curve tratteggiate) e la relativa riproduzione realizzata con il modello empirico di Pacejka (curva continua). Le curve presentate mostrano l'andamento delle forze e coppie scambiate tra pneumatico e terreno (forza longitudinale F_x , forza laterale F_y e momento di auto-allineamento M_z) in funzione degli scorrimenti (longitudinale k e laterale α) al variare del carico verticale F_z e nel caso combinato. Si apprezza come il modello sia in grado di riprodurre fedelmente l'andamento qualitativo con un errore quantitativo trascurabile.

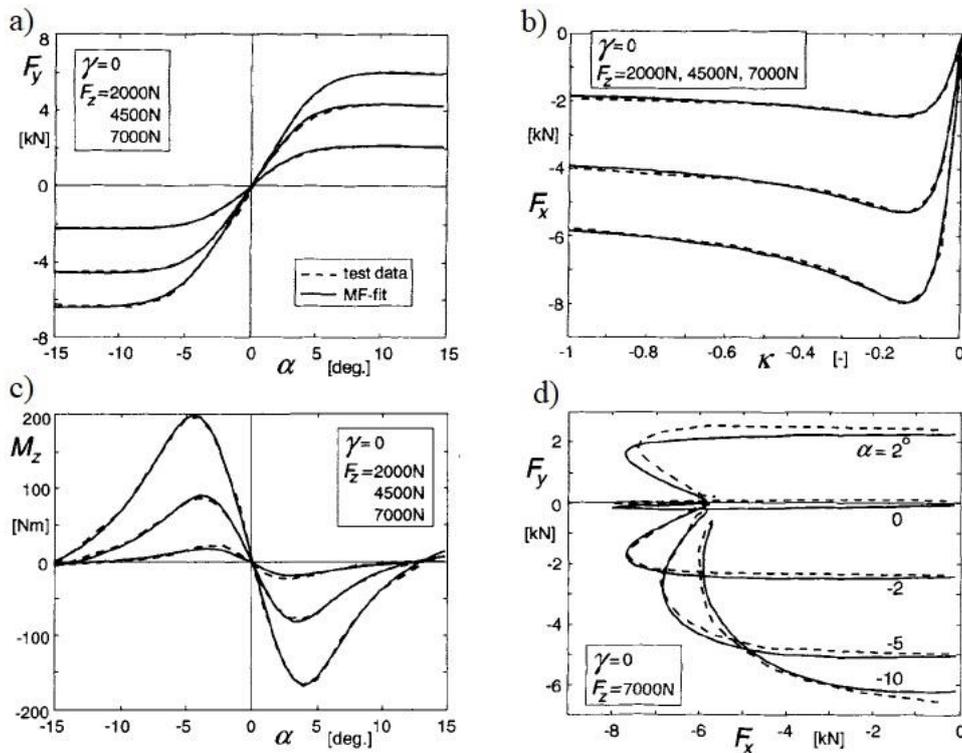


Figura 10 - Confronto degli andamenti degli sforzi misurati con banco sperimentale e riprodotti con Magic Formula di Pacejka.

1.5 Modello fisico

Un modello fisico è la rappresentazione schematica e concettuale di un manufatto o un fenomeno reale al fine di spiegarne il funzionamento. Questo ammette semplificazioni a patto di ottenere una descrizione più maneggiabile e quindi utilizzabile in ambienti di calcolo. La descrizione semplificata permette inoltre di modificare il modello per meglio adattarlo a diversi fenomeni che si vuole analizzare, senza grandi aggravii

economici. Nel mondo degli pneumatici il modello fisico più diffuso ed impiegato è il cosiddetto Brush Model, o modello a spazzola.

Questo modello schematizza lo pneumatico come una striscia di setole elastiche a contatto con il piano stradale, in grado di flettersi in direzione parallela ad esso. L'elasticità delle setole è combinazione di quella della carcassa, del cerchio e del battistrada. Si assume che, quando la ruota gira, la setola che entra nella zona di contatto si trovi in posizione perpendicolare rispetto al piano stradale, supposto perfettamente orizzontale. Se la ruota è condotta, quindi non risultano applicate coppie al suo asse, la setola attraversa tutta la zona di contatto senza deformarsi e la ruota si muove lungo una retta parallela al terreno. Quando invece il prodotto della velocità angolare per il raggio di effettivo rotolamento risulta differente dalla componente orizzontale del vettore velocità si realizza una condizione di scorrimento, si sviluppano quindi forze e coppie concentrate.

Il concetto di attrito si riduce quindi ai singoli punti di contatto tra setola e strada. A questi viene applicata la legge di Coulomb: la forza orizzontale scambiata è limitata dal coefficiente di attrito e dal carico verticale, che ha un andamento ipotizzato parabolico, nullo ai bordi di attacco e uscita e massimo in corrispondenza della parte centrale dell'orma. La forza complessivamente scambiata tra pneumatico e terreno sarà data quindi dalla somma del contributo di ogni setola; dividendo l'orma di contatto in zone di dimensione infinitesima è possibile applicare il concetto di integrale per ottenere i parametri globali.

In Figura 11 viene schematizzato il modello a spazzola e si può comprendere come si passi dal concetto di contatto locale alle forze globali, che caratterizzano il comportamento dello pneumatico.

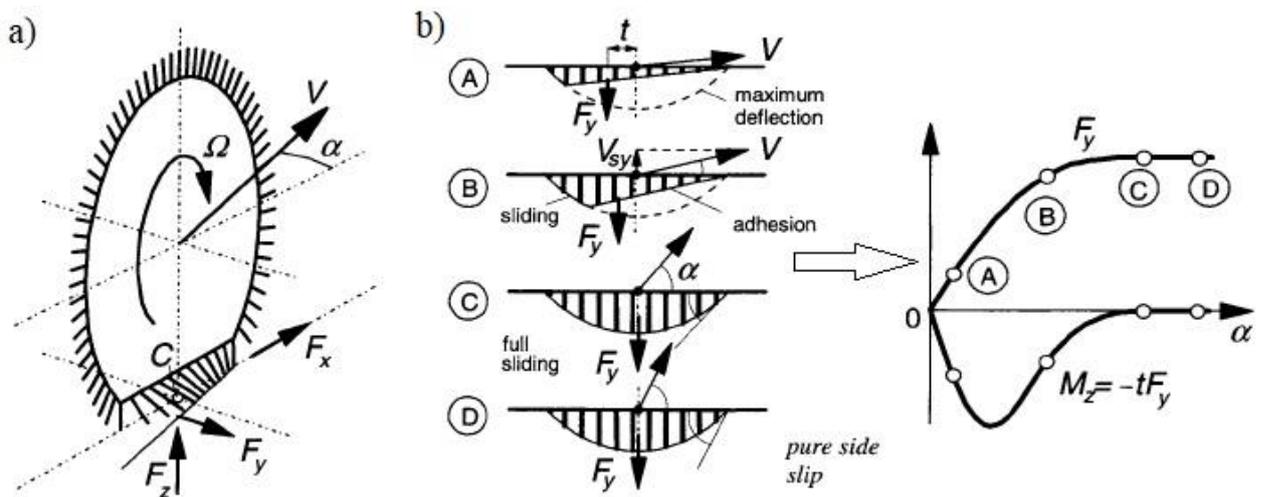


Figura 11 - Rappresentazione grafica del modello fisico Brush Model.

a) diagramma di corpo libero dello pneumatico. b) distribuzione di forze laterali locali ed estrapolazione della forza complessiva.

È possibile concludere che i due modelli presentati, Magic Formula e Brush Model, non sono in conflitto tra loro ma, complementari. Entrambi presentano lacune che vengono colmate dall'altro; ad esempio il

modello di Pacejka, essendo puramente empirico, non tiene conto dei fenomeni fisici che si sviluppano nella zona di contatto; il secondo, invece, rappresenta la fisica del componente, ma a causa delle approssimazioni fisiche non è in grado di riprodurre fedelmente la curva al pari del modello empirico [5].

1.6 Influenza dello pneumatico sulle performance del veicolo

Lo pneumatico, in virtù delle sue caratteristiche presentate nelle sezioni precedenti, rappresenta un elemento fondamentale nell'insieme del veicolo. È questo infatti a rappresentare l'interfaccia con il terreno ed a scaricare a terra le forze necessarie per la realizzazione dell'obiettivo principale: il movimento del mezzo.

La natura di tali forze, come vengono sviluppate ed in quali quantità, vanno ad influenzare fortemente le caratteristiche del veicolo complessivo; lo pneumatico gioca infatti un ruolo determinante nella definizione delle principali proprietà del mezzo, da questo dipendono la sicurezza (intesa come guidabilità e controllabilità dell'autoveicolo), le prestazioni (come velocità e coppie motrici e frenanti applicabili) ed il comfort a bordo dell'abitacolo.

1.6.1 Sicurezza e guidabilità

Lo pneumatico costituisce il primo e fondamentale elemento in termini di sicurezza per l'intero autoveicolo. L'esempio più significativo sono le manovre di frenatura, nella quale la capacità dello pneumatico di scambiare forze con il terreno per rallentare o arrestare la corsa del mezzo è di importanza primaria. Ancora più complessa e imprescindibile diventa, l'azione dello pneumatico, quando si richiede ad esso di scambiare forze longitudinali (positive o negative) mentre si sta affrontando una curva: a causa dell'accelerazione centripeta, il mezzo si trova sottoposto ad una forza centrifuga che genera un trasferimento di carico dal lato interno curva verso quello esterno. Il carico verticale agente sulle ruote interne risulterà minore rispetto a quelle esterne e di conseguenza anche la massima forza tangenziale all'interfaccia ruota-strada. Si produce quindi uno squilibrio tra le forze laterali, generando quindi una coppia imbardante che può portare il veicolo in una condizione sovra o sottosterzante a seconda dei casi.

Nello studio della guidabilità, ed in particolare delle prestazioni durante le manovre sterzanti del veicolo, ricopre un ruolo fondamentale la rigidità di deriva $C_{y\alpha}$. Nelle applicazioni di uso comune questa è proporzionale al carico verticale, alla pressione di gonfiaggio, alla larghezza del cerchio, ma non risente in modo significativo delle variazioni di velocità e delle diverse possibili composizioni della miscela. È infatti noto, che il coefficiente di sottosterzo è influenzato solamente dai carichi verticali e dalla rigidità di deriva.

1.6.2 Prestazioni ed efficienza

Un corpo che rotola su un piano deve vincere la resistenza al rotolamento, una forza che agisce in direzione opposta a quella del moto. A causa del peso del veicolo, lo pneumatico si deforma nell'area di contatto con la superficie stradale. Questa deformazione induce perdite interne di energia, che provocano un'inevitabile diminuzione del rendimento globale del veicolo; per mantenere costanti le prestazioni sarà dunque necessaria una quantità maggiore di energia proveniente dal combustibile, qualsiasi esso sia. Si stima che la resistenza al rotolamento rappresenti il 30% della resistenza al moto totale, orientativamente una riduzione del 6% della resistenza al rotolamento di un'autovettura può abbassare i consumi di carburante dell'1%.

La resistenza al rotolamento di uno pneumatico può essere espressa come una forza o un coefficiente. Il coefficiente di resistenza al rotolamento è definito come la forza di rotolamento [N] rapportata al carico dello pneumatico [kN]. Il vantaggio nell'utilizzo di un coefficiente consiste nella possibilità di confrontare con maggiore facilità pneumatici differenti.

Le perdite energetiche dovute al rotolamento sono funzione, oltre che della deformazione, anche della temperatura. Deformazione e temperatura, a loro volta, sono affette dalle condizioni di utilizzo, quali velocità di avanzamento, pressione di gonfiaggio e carico agente sullo pneumatico, sia verticale che tangenziale. In caso di ruota sottoposta a sforzi tangenziali longitudinali (di trazione o frenata) notiamo che la resistenza al rotolamento non resta costante. Nella condizione di sforzo frenante il coefficiente, e quindi la resistenza, cresce rapidamente; per forze positive, di trazione, si nota un tratto iniziale decrescente, per poi crescere repentinamente.

Studiando l'andamento del coefficiente di rotolamento al crescere della temperatura si nota che questo risulta decrescente, a causa della riduzione dello smorzamento interno della gomma. La diminuzione di resistenza corrisponde però ad una minore potenza dissipata, dunque una minor crescita della temperatura [7]. Di conseguenza la decrescita di resistenza tende a stabilizzare la temperatura dello pneumatico, si può quindi concludere che a transitorio estinto il coefficiente di rotolamento non sia influenzato dalla temperatura di esercizio.

Infine, è possibile apprezzare come la resistenza al rotolamento sia legata alla pressione di gonfiaggio ed al carico verticale; in particolare, aumentando la pressione si irrigidisce la carcassa e diminuisce quindi la resistenza. Da prove sperimentali si è appurato che ad una riduzione della pressione di gonfiaggio del 38% corrisponde un aumento della resistenza del 62% [8]. Aumentando invece il carico verticale, a causa della maggior deformazione imposta allo pneumatico, si assiste ad un aumento della resistenza.

Dal punto di vista della modellazione, la SAE (Society of Automotive Engineers) suggerisce una relazione empirica per esprimere il coefficiente di rotolamento f_R come:

$$f_R = \frac{K}{1000} \cdot \left(5,1 + \frac{5,5 \cdot 10^5 + 90 \cdot F_z}{p_i} + \frac{1100 + 0,0388 \cdot F_z}{p_i} \right) \cdot v^2 \quad (13)$$

dove K è un coefficiente che tiene conto della tipologia di pneumatico (0,8 per pneumatici radiali e 1 per quelli non radiali), p_i è la pressione di gonfiaggio [Pa], F_z è il carico verticale [N] e v è la velocità di avanzamento [m/s].

Un'ulteriore formulazione empirica proposta da SAE in [9] di tipo polinomiale in funzione della velocità v [km/h]:

$$f_R = f_{R0} + f_{R1} \cdot \frac{v}{100} + f_{R4} \cdot \left(\frac{v}{100} \right)^4 \quad (14)$$

dove f_{R0} , f_{R1} , f_{R4} sono coefficienti che tengono conto della tipologia di pneumatico e della pressione di gonfiaggio. In particolare, si è notato che le coperture di tipo radiale presentano un coefficiente di resistenza al rotolamento minore del 20% circa rispetto a quelli incrociati, grazie alla minore deformazione [10].

Da questa breve trattazione è possibile quindi intuire come lo pneumatico ricopra un ruolo fondamentale nella definizione delle prestazioni del veicolo, la sua ottimizzazione è quindi importante in ottica di riduzione dei consumi per poter rispettare le sempre più stringenti normative in ambito di emissioni inquinanti.

1.6.3 Comfort e rumore

Il battistrada degli pneumatici viene appositamente scolpito per favorire l'evacuazione dell'eventuale acqua presente sul terreno, dal punto di vista del comfort di guida questo rappresenta invece una criticità. Inoltre, gli pneumatici sono corpi non perfettamente circolari che necessitano di deformarsi per trasmettere le forze necessarie al moto. La combinazione di deformazione ed irregolarità, della superficie degli pneumatici come del terreno, produce piccole vibrazioni che vengono trasmesse al veicolo; queste, di tipo meccanico ed acustico, trasmesse alle persone all'interno ed all'esterno dell'autovettura, possono indurre un forte senso di disturbo ed affaticamento.

Risulta quindi fondamentale ridurre, tramite elementi smorzanti, la propagazione delle vibrazioni con frequenza nel range di maggior sensibilità dell'orecchio umano; in questo senso la progettazione dello pneumatico riveste un ruolo di primaria importanza, al pari della scelta delle sospensioni. Per ottenere questo è necessario che la frequenza naturale di oscillazione dello pneumatico e del veicolo non coincidano [11]. Per via della dimensione e del disegno del battistrada le vibrazioni meccaniche e sonore hanno i loro picchi per frequenze dell'ordine di 1000 Hz.

La principale difficoltà nel ridurre l'emissione acustica degli pneumatici risiede nel fatto che questa è fortemente influenzata da molti fattori esterni, risulta quindi complicato confrontare misurazioni fatte in

ambienti e condizioni differenti. Per questo motivo è impossibile adottare una strategia che permetta di ridurre le emissioni in tutte le situazioni.

Capitolo II

Macchine Prova Pneumatici (MPP)

Dalla trattazione fatta nei capitoli precedenti è chiaro che lo pneumatico è un elemento chiave dell'insieme autoveicolo. Per questo motivo la sua progettazione ed il suo sviluppo sono fondamentali al fine di conseguire obiettivi in termini di sicurezza e comfort del guidatore e dei passeggeri, migliorare l'efficienza del mezzo per ridurre i consumi e le conseguenti emissioni inquinanti, garantire le prestazioni richieste dall'utente.

Per questi motivi fin dai dagli anni '60 il mondo della ricerca, sia industriale che universitario, ha compreso l'importanza di disporre di dati sperimentali riguardanti le principali caratteristiche di uno pneumatico e si è iniziato pensare a macchinari che permettessero di ottenerli.

Fin da subito è apparso chiaro che l'attrito relativo tra pneumatico e terreno gioca un ruolo fondamentale. Le prime macchine prova pneumatici sono quindi dei mezzi pesanti, i cui carrelli sono adattati per poter montare una ruota di prova che si trova a contatto con la strada reale, i cosiddetti Tyre Test Trailer. Il primo, realizzato nel 1960 da TNO-Automotive, Olanda, presentava una ruota montata su una speciale sospensione con mozzo strumentato (Figura 12.a). Nella prima versione la ruota non era motorizzata e le condizioni di scorrimento venivano controllate agendo unicamente sul sistema frenante; in particolare, era possibile raggiungere velocità di 120 km/h ed una variazione piuttosto lenta del solo angolo di sterzo. Nel tempo il sistema è stato sviluppato e migliorato fino ad arrivare all'attuale Delft Tyre Test Trailer (Figura 12.b); questo consente, oltre che testare pneumatici automobilistici in diverse condizioni di scorrimento e ambientali, anche di effettuare prove su pneumatici motociclistici, grazie agli elevati valori di camber realizzabili, fino a 70° [12].

Nel 1970 il Cornell Aeronautical Laboratory di Buffalo, New York, progetta, brevetta e realizza la prima macchina di grandi dimensioni per la prova pneumatici da laboratorio. Questa è la prima macchina ad utilizzare un nastro d'acciaio per simulare la strada.

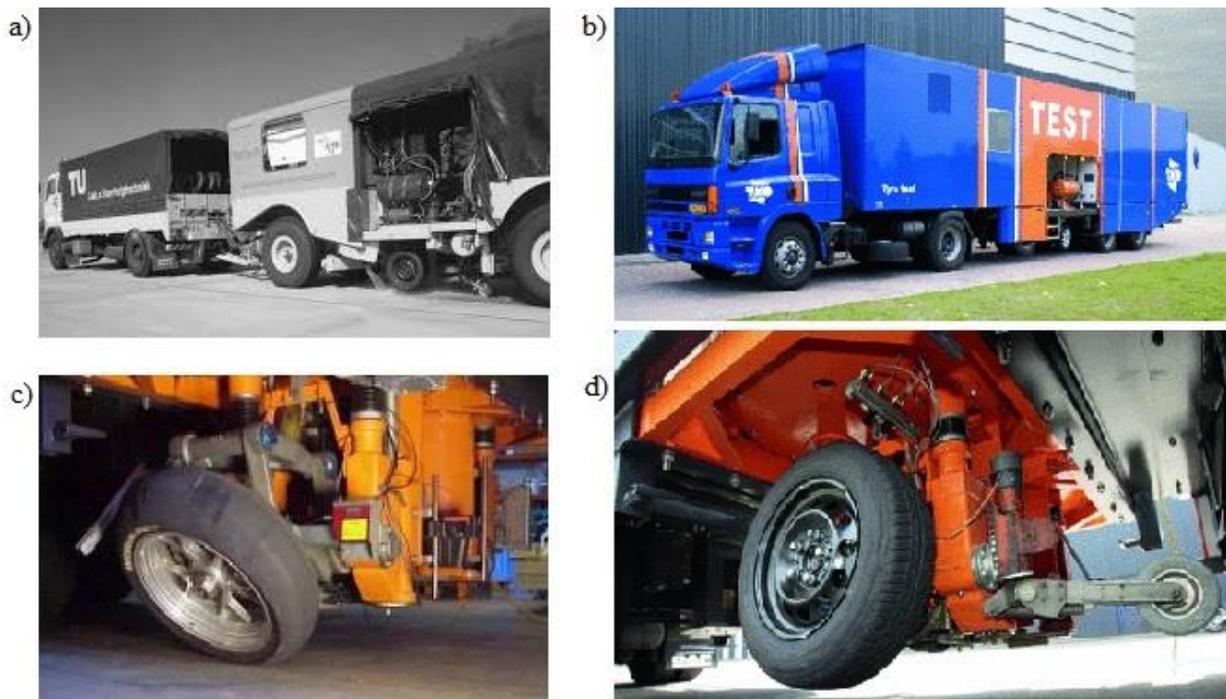


Figura 12 - Tyre Test Trailer per prove di pneumatici su strada reale.

a) TU-Delft Tyre Test Trailer di TNO-Automotive del 1960; b) attuale Delft Tyre Test Trailer di TASS International; c) pneumatico motociclistico in prova sul Delft Tyre Test Trailer; d) pneumatico automobilistico in prova sul Delft Tyre Test Trailer.

Le macchine prova pneumatici possono essere classificate in ragione della modalità di simulazione della strada: si distinguono quindi macchine a rullo (*drum*) e macchine a nastro piatto (*flat belt*), vedi Figura 13. Quelle a rullo possono inoltre essere divise in curvatura concava e curvatura convessa, la differenza risiede nella posizione relativa tra rullo e ruota, nella prima la ruota si trova all'interno del rullo, nella seconda la ruota è esterna e si troveranno a contatto tramite le superfici esterne. La simulazione della strada tramite una superficie curva causa importanti e complesse variazioni nella misurazione delle forze e dei momenti scambiati dallo pneumatico; questo è stato verificato dalla General Dynamics Company di Buffalo, la cui macchina, Tire Research Facility TIRF, ha la caratteristica unica di poter effettuare prove sia su un rullo che su un nastro, utilizzando la stessa testa strumentata per la misurazione degli sforzi. La relazione tra i risultati di prove ottenute su superfici curve e piatte dipende dalla dimensione del raggio dello pneumatico rapportato a quello del rullo e la conversione dei risultati risulta essere piuttosto complessa [2]. La curvatura del rullo aumenta inoltre la deformazione locale dello pneumatico nella zona di contatto, aumentando quindi la resistenza al rotolamento. Per questi motivi le macchine a nastro piatto hanno soppiantato quelle a rullo, che erano nate per effettuare prove di durata e resistenza ad elevate velocità.

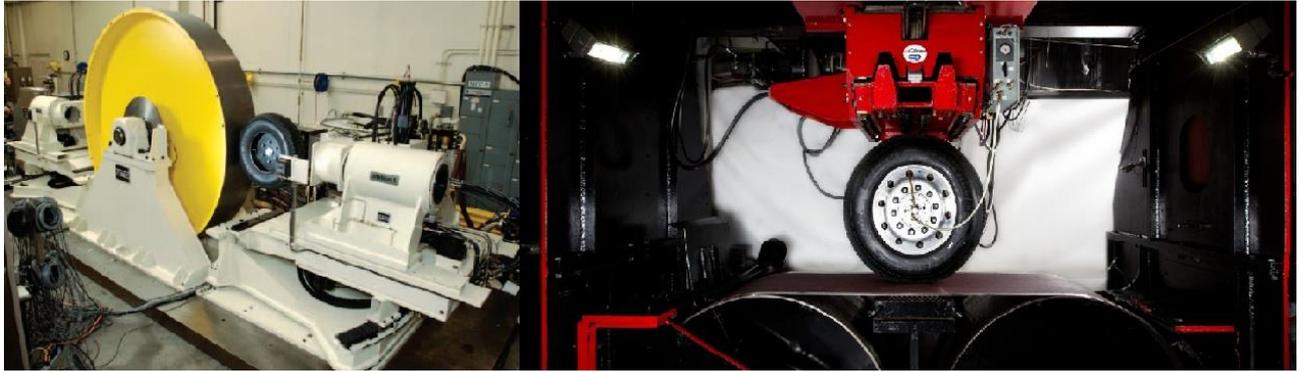


Figura 13 - Confronto tra Macchine Prova Pneumatici di tipo a rullo (a sinistra) e a nastro (a destra).

Esiste inoltre una terza macchina da laboratorio per la prova di pneumatici, detta a disco (Figura 14). Questa tipologia è stata sviluppata appositamente per testare le coperture ciclistiche e motociclistiche; queste sono molto differenti dagli pneumatici per uso automobilistico per motivi geometrici e di condizioni d'impiego. Presentano, infatti, un profilo curvo e lavorano abitualmente con angoli di camber molto elevati, che influenzano fortemente le forze scambiate con il terreno. Un esempio di macchina a disco è presente nei laboratori del dipartimento di meccanica dell'Università di Padova, questa è costituita da disco di tre metri con asse di rotazione perpendicolare rispetto a quello di montaggio della ruota in esame [13]. Questo design consente all'orma di contatto di essere più fedele alla realtà rispetto alle prove effettuate su macchine a rullo.



Figura 14 - Macchina prova pneumatici a disco dell'Università di Padova.

2.1 Flat Belt Machine

Una macchina a superficie piatta è tipicamente costituita da un nastro d'acciaio avvolto su due rulli di grandi dimensioni, di cui solitamente uno movimentato tramite un motore; questo permette al nastro di muoversi indipendentemente dalla ruota e controllare quindi lo scorrimento. La zona di contatto si trova nel mezzo, dove il nastro risulta piatto e viene mantenuto in posizione da uno speciale cuscinetto sottostante, di tipo meccanico, idrostatico o idrodinamico. Nelle prime applicazioni questo era realizzato da una matrice di rullini, questa tecnica è stata successivamente abbandonata a causa degli eccessivi attriti che sviluppava, portando a falsare le misurazioni e causando naturale usura. La TIRF, la prima macchina a nastro progettata per realizzare elevate velocità, impiegava un cuscinetto idrostatico ad aria; attualmente invece la macchina più diffusa a livello commerciale è la MTS Flat-Trac della MTS Systems Corporation di Eden Prairie, Minnesota, che impiega un cuscinetto idrodinamico ad acqua. I cuscinetti idrodinamici risultano più adatti, rispetto agli idrostatici, in quanto richiedono una bassa portata di liquido e sono caratterizzati da un basso assorbimento energetico. Sono inoltre meno soggetti a guasti provocati dalle impurità.

La simulazione del manto stradale mediante un nastro d'acciaio, pur ignorando la presenza di contaminanti, rende la prova poco realistica, rispetto alle condizioni reali di impiego di uno pneumatico, a causa del differente coefficiente d'attrito relativo. Correlare l'attrito reale a quello simulato non è assolutamente semplice, non esiste un unico fattore in grado di relazionare le condizioni reali a quelle simulate; la relazione risulta lineare solo per bassi valori di scorrimento. L'unica soluzione sembrerebbe dunque quella di testare gli pneumatici su una superficie stradale reale: anche in questo caso non è possibile però identificare un tipo di terreno, con il relativo coefficiente di attrito, come l'unico reale. Come mostrato da Whitehurst e Neuhardt in [14] il coefficiente d'attrito della superficie stradale reale varia quotidianamente, stagionalmente ed annualmente. Risulta dunque impossibile caratterizzare in modo univoco il manto stradale, per questo motivo si adottano le strategie che rendono più semplici e comode le prove in laboratorio. Per realizzare condizioni più realistiche, rispetto all'acciaio liscio, solitamente il nastro viene ricoperto con carta abrasiva.

La realizzazione di prove in laboratorio vanta numerosi vantaggi, a discapito di pochi svantaggi, rispetto ad una prova all'aperto su strada reale. Innanzitutto, una prova indoor consente la ripetibilità della stessa, essendo caratterizzata da una superficie stradale e condizioni ambiente e meteorologiche controllate e condizionabili. Inoltre, le variabili di lavoro, come scorrimenti, carico verticale, angolo di camber, ecc., sono più facilmente controllabili ed esenti da condizionamenti esterni. La risposta dinamica è migliore e risulta possibile condurre in sicurezza prove che potrebbero causare danni al guidatore o al veicolo nel caso di prova su strada. Gli svantaggi consistono prevalentemente nella difficoltà di simulare le condizioni di attrito reale e le sue variazioni imposte dalle diverse situazioni ambientali, come ad esempio pioggia, neve e basse temperature.

Uno degli aspetti progettuali più complicati per una macchina a nastro è rappresentato dal controllo degli spostamenti laterali del nastro stesso; questi sono causati principalmente dalle forze laterali scambiate dallo pneumatico, ma anche dalle imperfezioni geometriche nella realizzazione di rulli e nastro che fanno sì che questi movimenti si verifichino anche quando il nastro risulta scarico. Questo problema richiede dunque un sistema sviluppato appositamente, che permetta quindi al nastro di muoversi ad elevate velocità in condizioni di sicurezza. Solitamente gli spostamenti laterali vengono compensati controllando il momento di imbardata o l'angolo di inclinazione di uno dei due rulli.

Per consentire una precisa applicazione di forze e momenti, la ruota, che si vuole testare, deve essere montata su un supporto in grado di trasferire i carichi voluti, applicare coppie e angoli di inclinazioni accurati. La struttura di supporto ed i suoi meccanismi devono essere abbastanza rigidi per garantire una buona base per le misurazioni, che non devono essere disturbate dagli effetti di risonanza della macchina e da deformazioni indesiderate. Assunta un'adeguata rigidità, la capacità di condurre misurazioni dinamiche dipende dagli attuatori con cui la macchina è attrezzata e dalle masse che devono essere movimentate. Ad esempio, la Flat-Trac III, sviluppo di quella introdotta precedentemente, permette la variazione dell'angolo di sterzo con una velocità di ben 25°/s, grazie agli attuatori impiegati e le modeste masse in gioco. Invece, la variazione dell'angolo di camber consentita è di solo 1°/s, dovendo inclinare tutta la struttura ad "A" caratterizzata da un'inerzia elevata.

La realizzazione delle trasmissioni e dei meccanismi, atti a garantire il comportamento cinematico e dinamico richiesto alla macchina, possono essere di varia natura; ognuno di essi presenta vantaggi e svantaggi a seconda delle circostanze, ad oggi non esiste un singolo design in grado di adattarsi a tutte le situazioni e rendere dunque obsolete le altre soluzioni[2].

L'acquisizione dei dati, quali forze, coppie e spostamenti, può essere effettuata tramite diversi trasduttori e combinazione di essi. Questi possono essere fissi, quindi montati su parti non rotanti della macchina, oppure realizzare sistemi incorporati nei mandrini che movimentano la ruota e i rulli. Ad oggi i sistemi più diffusi sono quelli incorporati nei mozzini dei corpi rotanti, in quanto, grazie alla maggior compattezza e rigidità, garantiscono una miglior risposta alle elevate frequenze.

2.1.1 MTS Flat-Trac Tire Test System

Nel mondo commerciale attuale gli standard per la misurazione di forze e momenti fissati da MTS Flat-Trac Tire Test System sono un punto di riferimento. Le macchine a nastro sviluppate (Figura 15) permettono misurazioni ripetibili ed altamente accurate; ne sono state progettate diverse versioni a seconda della tipologia di prove richieste. A partire dalla versione classica (Flat-Trac Classic) per la misurazione di coppie e forze in condizione stazionaria, sono stati sviluppati altri banchi per effettuare misurazioni con maggior accuratezza, in condizioni di transitorio (Flat-Trac CT), per elevati sforzi o per testare pneumatici di categorie particolari quali light-duty truck, SUV o veicoli da competizione (Flat-Trac LTR). Le macchine MTS sono caratterizzate dalla struttura ad "A", la cui rigidità garantisce basse flessioni anche

quando vengono applicati elevati carichi verticali in condizioni dinamiche attraverso l'attuatore radiale, incastonato nella struttura. La movimentazione dei rulli, e dunque del nastro d'acciaio, avviene tramite motori elettrici in corrente continua, per la versione Classic, e con trasmissioni idrauliche rigenerative, per le versioni CT e LTR. Per l'attuazione della ruota si impiegano motori ad elevate prestazioni, in grado di generare coppie fino a 2,8 kNm per pneumatici di veicoli di gamma media e fino a 10 kNm per pneumatici di veicoli sportivi ad alte prestazioni. Questi motori permettono dunque di effettuare prove con coppie, motrici o frenanti, applicate alla ruota, rispetto alle prime macchine che lavoravano in condizione di puro rotolamento. I diversi sistemi permettono di effettuare test con velocità fino a 250 km/h per veicoli passeggeri e fino a 320 km/h per veicoli da competizione.

È inoltre presente, sul retro della struttura, un sistema per il servo controllo continuo della pressione di gonfiaggio dello pneumatico; la pressione può quindi essere controllata e variata durante la prova.

La misurazione degli sforzi è realizzata mediante sensori MTS appositamente sviluppati e basati su estensimetri; questi, posti lungo il braccio di attuazione radiale, assicurano le migliori performance di misurazione sia in condizioni stazionarie che transitorie. Nel primo caso il sensore è composto da un sistema di celle di carico, ognuna dedicata alla misurazione di una componente delle forze scambiate; nel secondo caso il sensore è realizzato da un corpo unico, così da minimizzare le masse in movimento e garantire un campo di applicazione più ampio nei test dinamici.

Ogni macchina è attrezzata con una postazione di controllo real-time con la quale l'operatore, durante lo svolgimento della prova può variare con continuità i parametri di controllo, settare, configurare e calibrare il sistema. Allo stesso modo il tecnico ha la possibilità di controllare il corretto avanzamento di un test automatico predefinito.

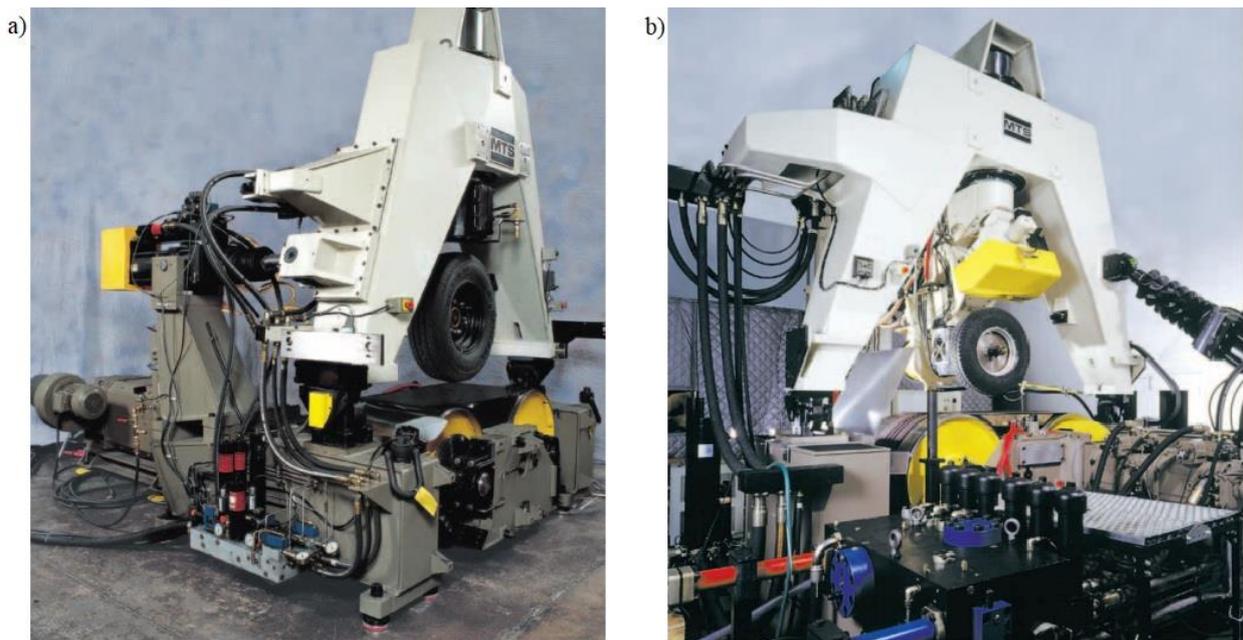


Figura 15 - a) MTS Flat Trac Classic; b) MTS Flat Trac LTR.

2.2 Applicazione attuale delle MPP

Nel mondo industriale i banchi per la prova pneumatici sono principalmente utilizzati per la caratterizzazione delle nuove mescole, per garantire le specifiche necessarie alla commercializzazione e richieste dagli organi di controllo amministrativo.

Le case che progettano pneumatici utilizzano i dati delle prove per studiare e sviluppare nuove coperture, in grado di soddisfare le richieste dei diversi mercati a cui sono destinate. Per i produttori di pneumatici le prove svolte su MPP sono importanti per conoscere le caratteristiche dei propri prodotti, così da potersi avvicinare e conciliare le richieste delle case produttrici dei veicoli a cui questi sono destinati.

Allo stesso tempo per le aziende che progettano e producono veicoli, di qualsiasi tipologia essi siano, dal trasporto passeggeri, ai veicoli commerciali, dai mezzi di lavoro al motorsport, dai motocicli ai mezzi pesanti, è importante avere dati sperimentali delle caratteristiche degli pneumatici impiegati. Lo scopo è settare al meglio i modelli empirici, come la Magic Formula ad esempio, che vengono impiegati nei modelli di simulazione dell'intero veicolo. Questi studi risultano fondamentali in quanto, come già si è visto, piccole variazioni delle proprietà dello pneumatico possono comportare importanti modifiche sul comportamento dell'insieme veicolo. Questo sarà quindi studiato e sviluppato per sopperire ad eventuali mancanze dello pneumatico o per sfruttare al meglio i vantaggi e punti di forza. Ad esempio, la rigidità di deriva dello pneumatico, e dunque anche degli assali, gioca un ruolo determinante nella definizione del comportamento sopra o sottosterzante del mezzo. Inoltre, con i sistemi oggi impiegati per il controllo della stabilità e della frenata è fondamentale conoscere in modo preciso e puntuale la caratteristica dello pneumatico. In questo modo è possibile sfruttare al massimo le zone di stabilità e garantire dunque la massima aderenza e conseguente sicurezza.

Il mondo della ricerca universitaria per alcuni aspetti insegue i medesimi obiettivi del settore commerciale, ma per altri si discosta e quindi l'utilizzo di banchi per la prova degli pneumatici avviene con finalità differenti. Sicuramente il mondo accademico è interessato allo sviluppo di nuovi modelli di pneumatici, con l'obiettivo di abbandonare sempre più modelli puramente empirici e riuscire a caratterizzare le mescole in modo univoco ed indipendente dalle condizioni di utilizzo. In questo senso le MPP sono impiegate per testare i nuovi modelli proposti e verificarne la validità in tutti i punti di funzionamento, anche quelli più improbabili che quindi difficilmente potrebbero essere testati in prove su strade con veicoli reali. Questo approccio si discosta dunque dal quello industriale dove l'attenzione è rivolta ad affinare le misurazioni dei parametri così da rendere i modelli empirici sempre più accurati.

Nella ricerca sperimentale si sta sempre più adottando il concetto di Hardware in the Loop (HIL), con il quale si indicano le tecniche di verifica e testing di unità di controllo elettronico, come ad esempio le centraline automobilistiche, tramite il collegamento a banchi che riproducono il sistema con cui queste

devono interfacciarsi. Questi banchi possono essere composti da parti fisiche (hardware) oppure modelli di simulazione (software) degli apparati da controllare.

L'obiettivo secondo cui viene modificata oggi la MPP del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino è proprio quello di rappresentare la parte fisica di un banco hardware in the loop. Questa MPP è stata progettata a partire dagli anni '70 con la finalità di testare gli pneumatici automobilistici dell'epoca. È attualmente una macchina che presenta interessanti caratteristiche meccaniche, ma limitata dal punto di vista del controllo. La sua attualizzazione mediante l'implementazione di un controllo elettronico ne consente l'integrazione in un banco HIL per lo studio degli pneumatici in condizioni di aderenza per il test di centraline per il controllo di trazione.

Capitolo III

La MPP del DENERG

La macchina prova pneumatici, installata presso il laboratorio del Dipartimento di Energetica del Politecnico di Torino, è stata progettata e sviluppata dal Prof. Alberto Morelli tra la fine degli anni '70 e la prima metà degli anni '80 presso l'allora Istituto della Motorizzazione. Le prime prove sono state condotte durante il 1984 e da allora la macchina ha subito sostanziali modifiche ed aggiornamenti sotto la direzione tecnica del Prof. Andrea Tonoli. In particolare sono state condotte campagne sperimentali finalizzate all'identificazione delle caratteristiche di aderenza e del coefficiente di rotolamento di pneumatici automobilistici. [15]

Negli ultimi anni si è passati da un sistema di controllo degli azionamenti di tipo manuale, ad uno automatico gestito da un PLC.

3.1 Descrizione della macchina

3.1.1 Generazione e trasmissione del moto

La macchina è di tipo a nastro piano, realizzato in acciaio inox. In Figura 16, Figura 17 e Figura 18 sono mostrate le viste frontale, laterale e posteriore in cui è possibile individuare tutti i sistemi e dispositivi principali che compongono la macchina e che verranno nel seguito descritti.

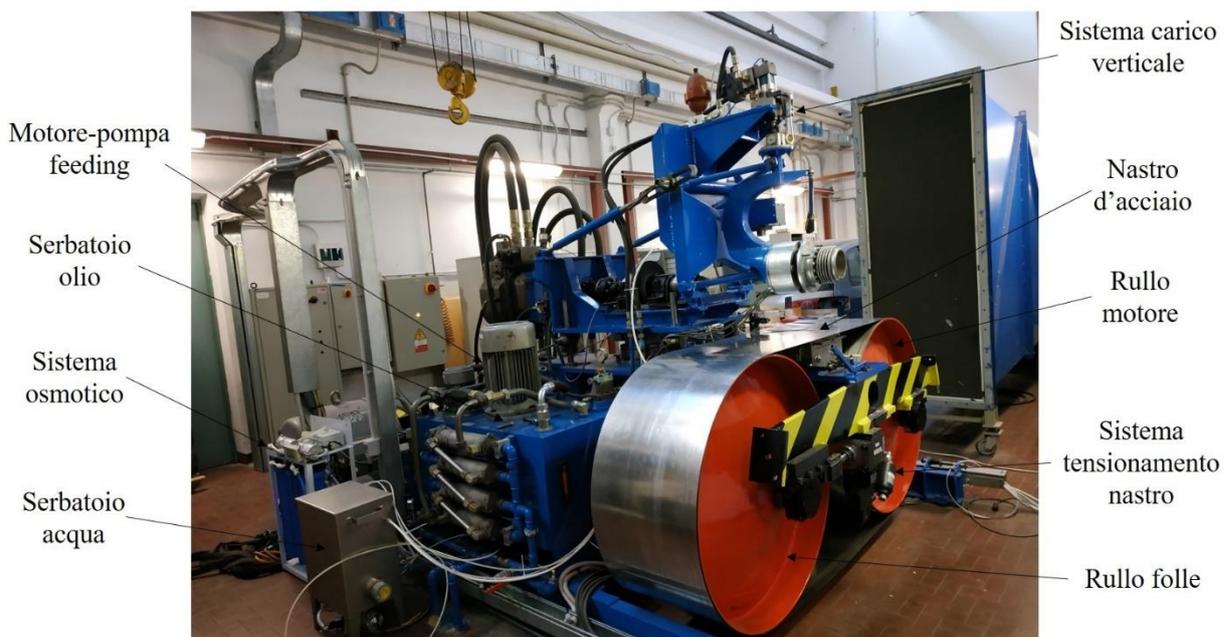


Figura 16 - Vista frontale della MPP.

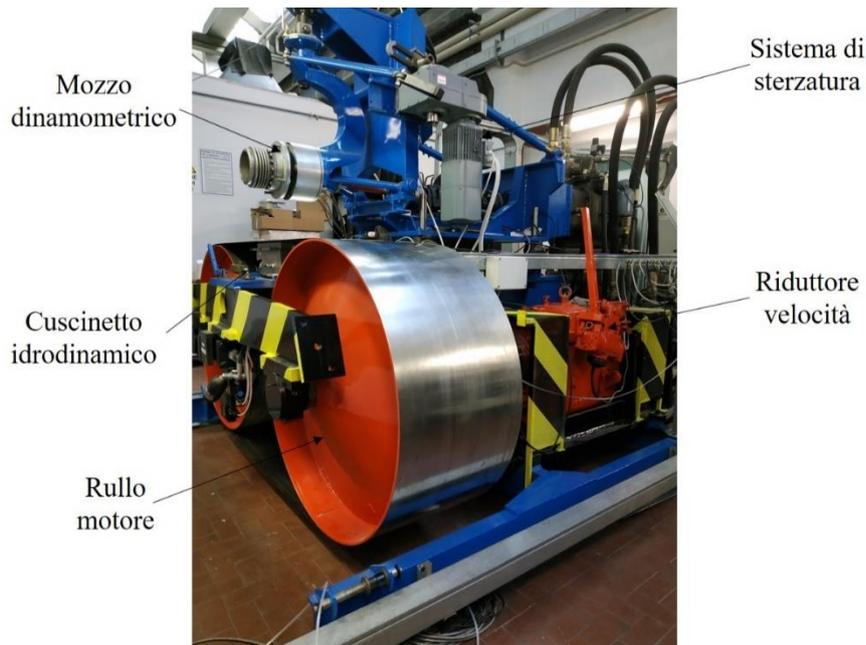


Figura 17 - Vista laterale della MPP.



Figura 18 - Vista posteriore della MPP.

I moti di ruota e nastro sono ottenuti per mezzo di trasmissioni oleodinamiche a circuito chiuso, realizzate mediante motori-pompa a cilindrata variabile, le cui schematizzazioni sono mostrate in Figura 19. Le macchine idrauliche, volumetriche pluricilindriche a stantuffi assiali, che costituiscono il primario ed il secondario di ciascuna trasmissione hanno rispettivamente una cilindrata massima di 250 cm³ e 225 cm³ e possono operare fino ad una pressione di 350 bar. La cilindrata può essere variata in modo continuo tramite motori elettrici o elettrovalvole, rendendo possibile il passaggio da condizioni di pattinamento in trazione fino a bloccaggio della ruota in frenatura. I circuiti di mandata e ritorno sono collegati da una valvola limitatrice di pressione, normalmente chiusa. Questa permette, in caso si elevata pressione in uno dei due

rami, la cortocircuitazione del motore, così da evacuare la portata in eccesso e ristabilire il corretto valore di pressione. La velocità massima di rotazione del motore è pari a 2800 rpm, ottenuta in condizione di regolazione. I primari di entrambe le trasmissioni sono collegati allo stesso albero, connesso ad un motore elettrico asincrono trifase che ruota ad una velocità costante di 1450 rpm.

La conformazione a circuito chiuso con un unico motore elettrico permette un bilanciamento delle potenze in gioco tra le due trasmissioni. Infatti, ad una frenata della ruota corrisponde la trazione del nastro e viceversa, il collegamento dei primari delle trasmissioni permette il recupero dell'energia ceduta dall'elemento frenante, la quale viene ceduta all'elemento traente. Questa configurazione permette, nonostante ciascuna trasmissione idrostatica abbia una potenza nominale di 350 kW, di alimentare l'intero banco con un solo motore elettrico da 100 kW.[16]

Lungo la trasmissione del nastro è interposto, tra l'albero di uscita del motore idraulico ed il mozzo del rullo, un riduttore di velocità per veicoli industriali a cinque rapporti. Questo permette di adattare il campo di velocità dei rulli a quello della ruota; la selezione del rapporto di trasmissione viene fatta all'inizio della prova e non può essere variata a macchina in funzione. I rapporti di riduzione delle velocità sono visibili in Tabella 1, definiti come:

$$\tau = \frac{n_{motore}}{n_{Rullo}} \quad (15)$$

dove con n si intende la velocità di rotazione.

Marcia	τ [-]
I	8,67
II	4,71
III	2,46
IV	1,38
R	-7,40

Tabella 1 - Rapporti di trasmissione del riduttore di velocità.

Il nastro è sostenuto e posto in movimento da due rulli in acciaio di diametro pari ad un metro, uno motorizzato e l'altro folle.

La ruota è vincolata tramite un mozzo dinamometrico ad una sospensione a quadrilateri (parallelogrammi) trasversali la cui direzione di scuotimento è perpendicolare al piano del nastro; questa geometria di sospensione permette di minimizzare la variazione di semicarreggiata ed angolo di camber dovuti a scuotimenti e variazioni di carico imposti dalla prova. I bracci a terra, longitudinale e trasversale, sono nulli così che il momento di auto-allineamento misurato dipenda esclusivamente dalle azioni sviluppate dallo

pneumatico senza contributi della geometria della sospensione. La sospensione è sterzante e consente variazioni dell'angolo di deriva α nell'intervallo $-25^\circ < \alpha < +25^\circ$. La movimentazione è realizzata mediante un azionamento elettromeccanico costituito da un motore elettrico trifase, di potenza nominale 1,1 kW e velocità 1415 rpm, abbinato ad un motoriduttore, con rapporto di riduzione pari a 83,54.

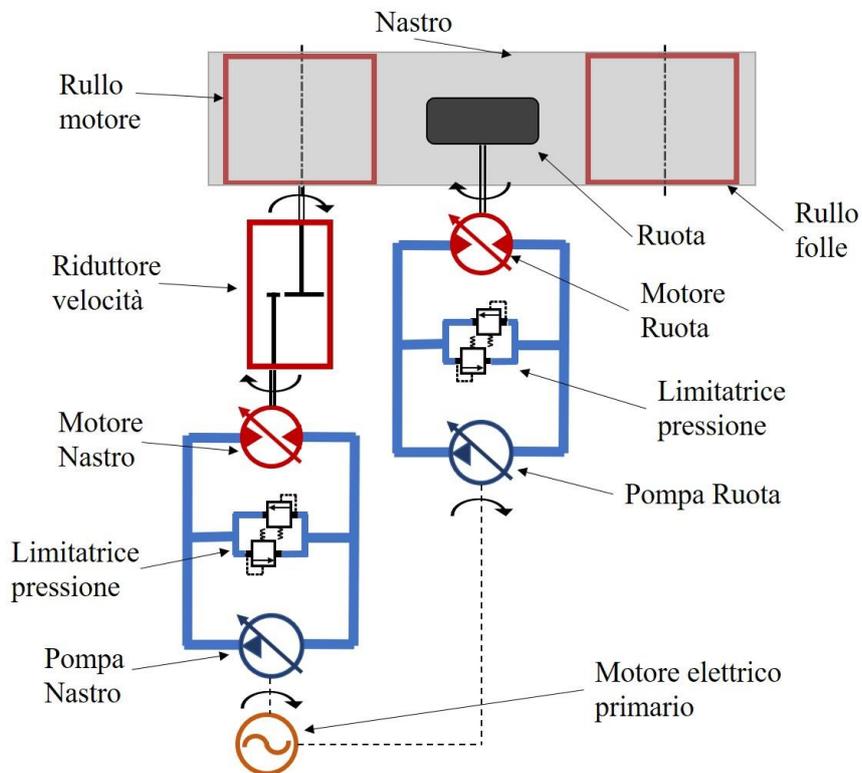


Figura 19 - Schema oleodinamico/meccanico semplificato della MPP.

Lo schiacciamento dello pneumatico è ottenuto con un servattuatore idraulico in grado di imporre un carico massimo di 25 kN, questo consente inoltre variazioni dinamiche con frequenze fino a 100 Hz. Tale configurazione permette di approssimare condizioni di carico costante durante le prove, indipendentemente dalle condizioni operative di velocità, deriva e scorrimento.

La variazione dell'angolo di camber ($0^\circ < \gamma < 30^\circ$) si ottiene inclinando, a macchina ferma, la struttura di supporto della sospensione a quadrilateri rispetto al piano di rotolamento.

3.1.2 Superficie di simulazione stradale

La caratteristica principale di classificazione di una MPP si è visto essere la superficie di simulazione del manto stradale. Nel caso della presente macchina essa è costituita da un nastro d'acciaio inossidabile; questo è stato realizzato tramite la saldatura di un foglio di lamiera di larghezza pari a 452 mm e spessore 1 mm.

Il nastro è posto in movimento da due rulli in acciaio di diametro pari ad un metro e sostenuto nella zona di contatto con lo pneumatico da un cuscinetto idrodinamico. Viene posto in tensione tramite due cilindri oleodinamici a doppio effetto, agenti sull'asse del rullo folle. I due attuatori, indipendenti l'uno dall'altro,

rendono inoltre possibile l'inclinazione dell'asse di rotazione del rullo. Tale azione permette, grazie allo sforzo di trazione asimmetrico imposto al nastro, di compensare le azioni laterali che si generano all'interno dell'orma di contatto e che tenderebbero a sfilare il nastro dai rulli. I cilindri a doppio effetto sono controllati mediante un'elettrovalvola proporzionale che, generando uno squilibrio di pressione tra le due camere dell'attuatore, gestisce lo spostamento dello stantuffo e dunque la fuoriuscita dello stelo. Ai fini del controllo sono presenti un sensore di posizione magnetostrittivo, inglobato nella struttura del cilindro, ed un trasduttore di pressione posizionato sul canale di alimentazione.

L'alimentazione di tale sottosistema è garantita da una pompa volumetrica ad ingranaggi interni; la cilindrata costante e la velocità di rotazione costante, fornita da un motore elettrico asincrono trifase, garantiscono una portata di mandata costante nel tempo. In Figura 20 è visibile una fotografia raffigurante i dispositivi oleodinamici agenti sul rullo folle per il suo controllo. In particolare sono indicati: rullo folle (1), cilindro oleodinamico a doppio effetto (2), sensore di posizione (3), trasduttore di pressione (4), elettrovalvola proporzionale (4).

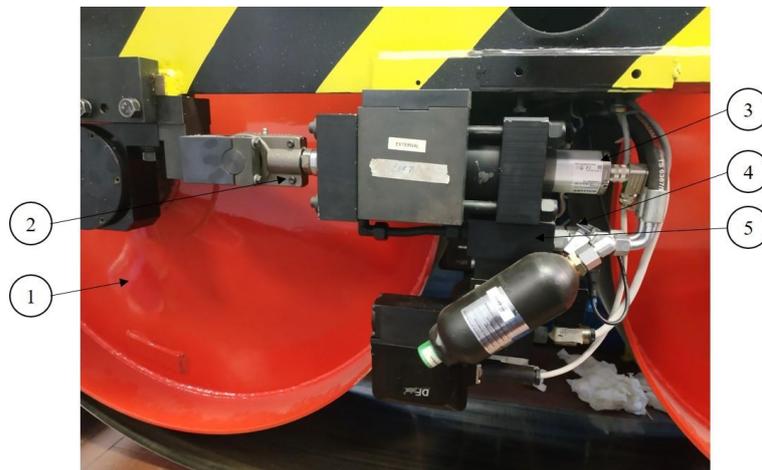


Figura 20 - Dispositivi oleodinamici agenti sul rullo folle.

Per un'analisi approfondita e dettagliata del sistema nastro, delle sue componenti e del controllo degli spostamenti laterali si rimanda al capitolo 3.3, nel quale tali tematiche vengono trattate dettagliatamente.

3.1.3 Cuscinetto idrodinamico

Il nastro è sostenuto nella zona dell'orma di contatto, in modo tale da realizzare una condizione di appoggio piana, da un cuscinetto idrodinamico costituito da cinque pattini orientabili. Questo è stato recentemente ricondizionato con la deposizione di uno strato di teflon sui pattini, con l'obiettivo di minimizzare l'attrito dovuto allo strisciamento ed evitare di influenzare così la prova. Interamente è stato nichelato per evitare la deposizione e la corrosione da parte delle impurità dell'acqua. Con lo stesso scopo, il circuito di alimentazione dell'acqua è stato attrezzato con un sistema osmotico per la depurazione del liquido. Il circuito è alimentato da acqua comune prelevata dalla rete idrica; a seguito della filtrazione osmotica, il fluido viene stoccato in un serbatoio di capacità 30 litri realizzato in acciaio inox. Il serbatoio è attrezzato

con un riscaldatore elettrico per il condizionamento della temperatura dell'acqua con un duplice obiettivo: realizzare le condizioni viscosive ideali per il funzionamento del cuscinetto e mantenere il nastro in condizioni termiche opportune per lo pneumatico in prova. La temperatura viene controllata tramite una termoresistenza (RTD – Resistance Temperature Detector) al platino (Pt100). Il circuito è alimentato per mezzo di una pompa volumetrica a diaframma funzionante in corrente continua a 12 V. La portata fornita (massima 7 l/min) viene regolata tramite ricircolo alla mandata. Il ritorno del fluido dal cuscinetto verso il serbatoio avviene per gravitazione (per la camera principale del cuscinetto) e sfruttando la depressione creata da un eiettore a tubo di Venturi (per la camera periferica). Il circuito idraulico viene schematicamente rappresentato in Figura 21.

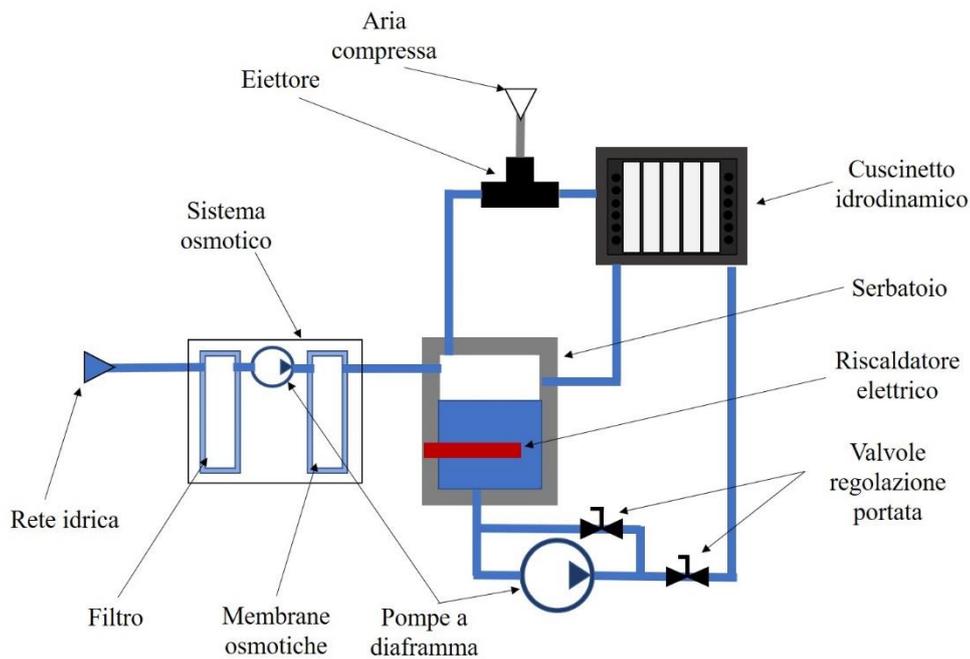


Figura 21 - Schema idraulico del circuito di alimentazione del cuscinetto idrodinamico.

3.1.4 Sistemi di controllo e misurazione

L'intera macchina, compresi tutti gli ausiliari, è gestita da un Controllore Logico Programmabile (PLC) Beckhoff CX-2577EC; questo controllore, di tipo multifunzionale, permette di realizzare, oltre alle funzioni di logica sequenziali, operazioni di misura, regolazione, posizionamento e controllo. Un PLC è composto da un'unità centrale (CPU), è il cuore del sistema che organizza le attività del controllore, una o più unità ingressi/uscite (I/O), che consentono il collegamento tra unità centrale e sistema da controllare, ed un'unità di programmazione, che consente l'interfaccia con uomo/macchina. Nel caso in esame questa è costituita da un pannello touchscreen Asem.

Le unità I/O collegano fisicamente l'organo di controllo ai meccanismi della macchina. Gli output forniscono i segnali in 24V DC per il comando dei teleruttori e conseguente attivazione di motori, pompe, attuatori ed elettrovalvole oppure segnali in tensione o corrente per l'attuazione di attuatori proporzionali.

Gli input digitali invece ricevono segnali di avvenuta chiusura o apertura dei contatti, che vengono eventualmente comunicati all'operatore tramite il pannello. Sempre come input ma analogici sono classificati i segnali provenienti da organi di misura e controllo, che vengono elaborati dalla CPU per mantenere o ristabilire le condizioni desiderate.

Segnali I/O possono essere analogici o digitali. Quest'ultimi vengono trasmessi tramite Profibus (Process Field Bus), una rete di comunicazione monomaster multi-slave. Questa permette, tramite un unico cavo schermato, di controllare i dispositivi. Nel contesto della MPP la tecnologia Profibus è impiegata per la comunicazione con diversi sensori, tra questi i torsionometri ed il sistema di pesatura. Collocati sugli alberi di trasmissione si trovano due torsionometri Kistler, uno ubicato tra l'albero di uscita del riduttore di velocità ed il mozzo del rullo e l'altro tra l'albero uscente dal motore idraulico e la ruota. Entrambi provvedono alla misura di coppia e velocità angolare della rispettiva trasmissione, il primo con un fondoscala di 3 kNm ed il secondo 2 kNm. La medesima tecnologia (Profibus) è impiegata per l'alimentazione e la ricezione dei dati del sistema di pesatura, composto da quattro celle di carico collocate sotto il cuscinetto idrodinamico. Il protocollo profibus è impiegato anche per la comunicazione tra PLC e l'encoder assoluto multigiro che equipaggia il motoriduttore elettrico, per la variazione dell'angolo di sterzata della ruota, ed il relativo inverter. L'encoder riceve una alimentazione in corrente continua a 5V.

Il controllo e la compensazione degli spostamenti laterali del nastro rispetto ai rulli avvengono tramite due attuatori azionati da elettrovalvole differenziali. Per il controllo della posizione è impiegato un micrometro laser multifunzione Keyence, basato su tecnologia CCD. Questo è composto da un elemento sorgente ed uno ricevitore; nell'elemento di ricezione della luce viene utilizzato un CCD. La discriminazione estremamente precisa viene conseguita acquisendo il bordo della luce laser a sbarramento, piuttosto che la quantità di luce ricevuta. Permette la misura di uno spostamento di 0,2 mm con frequenze di campionamento superiori a 1 kHz.

L'elemento principale attorno al quale è stata progettata la macchina è il mozzo dinamometrico a cinque componenti che permette la misura delle forze e delle coppie scambiate al contatto fra ruota e suolo. Le azioni longitudinali e normali scambiate tra nastro e pneumatico inducono sollecitazioni di taglio all'interno delle colonnette dotate di estensimetri, che costituiscono gli elementi sensibili del mozzo. Le forze misurate sono riferite ad un sistema cartesiano centrato nel piano medio dello pneumatico in corrispondenza dell'asse di rotazione della ruota; l'asse verticale è perpendicolare al nastro, quello longitudinale è parallelo alla direzione di avanzamento del nastro ed il terzo individuato di conseguenza. I segnali analogici prodotti dagli estensimetri vengono processati dal controllore logico e resi disponibili all'operatore sullo schermo del pannello. Il PLC, oltre ad eseguire il programma logico e gestire quindi la macchina e tutti i suoi ausiliari, permette di acquisire i segnali che esso produce (output) o che riceve dai dispositivi (input). Questo, oltre all'impiego in ambito di prova degli pneumatici, permette di misurare importanti caratteristiche della macchina, utili in ottica di progettazione e sviluppo della stessa.

Capitolo IV

Modello numerico della MPP

Ai fini dello sviluppo della macchina, e per accelerarne l'automazione, si è ritenuto fondamentale elaborare un modello virtuale del banco sperimentale. Questa necessità nasce per diverse ragioni, la prima è sicuramente il vantaggio di poter simulare, preventivamente, prove che in ambiente reale potrebbero comportare difficoltà in termini di sicurezza per la macchina stessa e gli operatori. Il modello computazionale permette infatti di simulare prove in condizioni critiche al fine di identificare i limiti fisici della macchina; con questo approccio è possibile stabilire i massimi carichi realizzabili o sopportabili dalle strutture o identificare le specifiche dinamiche che il sistema è in grado di soddisfare.

In un secondo momento, il modello sviluppato potrà anche essere integrato all'interno della logica di controllo al fine di migliorarne le prestazioni. Sarà infatti possibile disporre dei dati forniti dalle simulazioni per prevedere il comportamento reale della macchina e conseguentemente intervenire, più rapidamente ed accuratamente, sugli organi di controllo.

Lo sviluppo del modello computazionale è stato realizzato negli ambienti Simulink e Matlab di Mathworks, il loro utilizzo combinato permette di integrare la programmazione grafica e testuale. Matlab è stato impiegato per definire il set dei dati di input, impiegati nel modello di simulazione Simulink, ed elaborare i risultati prodotti. La scelta dei suddetti software nasce anche dalla possibilità di integrare direttamente il modello, prodotto mediante questi, nel codice eseguito dal PLC ed implementare in questo modo i controlli studiati. Il codice eseguito dal PLC è stato sviluppato in ambiente TwinCAT.

Simulink permette la modellizzazione, l'analisi e la simulazione di sistemi dinamici lineari e non lineari, con segnali continui o discreti in tempo continuo o discreto.

Per la realizzazione del modello della MPP si è seguito un ordine gerarchico, in funzione dei sistemi e sottosistemi che definiscono la macchina effettiva. Ogni blocco descrive uno specifico componente o un insieme di componenti in funzione delle leggi fisiche che ne regolano il comportamento cinematico, dinamico e fluidodinamico. Ove una descrizione puramente fisico-matematica si è rivelata poco significativa o non realizzabile si è integrato il modello con dati sperimentalmente misurati con prove di laboratorio; ad esempio, come si analizzerà successivamente, il comportamento dinamico delle componenti oleodinamiche ed i transitori sono difficilmente prevedibili ed esplicabili con equazioni matematiche in forma chiusa. In questi casi si è caratterizzato il comportamento generale come relazione tra i segnali di input e le variazioni imposte dal sistema sulle quantità in uscita. In Figura 22 è mostrato lo schema logico complessivo della MPP, in questo si possono individuare i diversi sottosistemi con cui la macchina è modellata. Questi saranno oggetto di una dettagliata analisi nei prossimi capitoli.

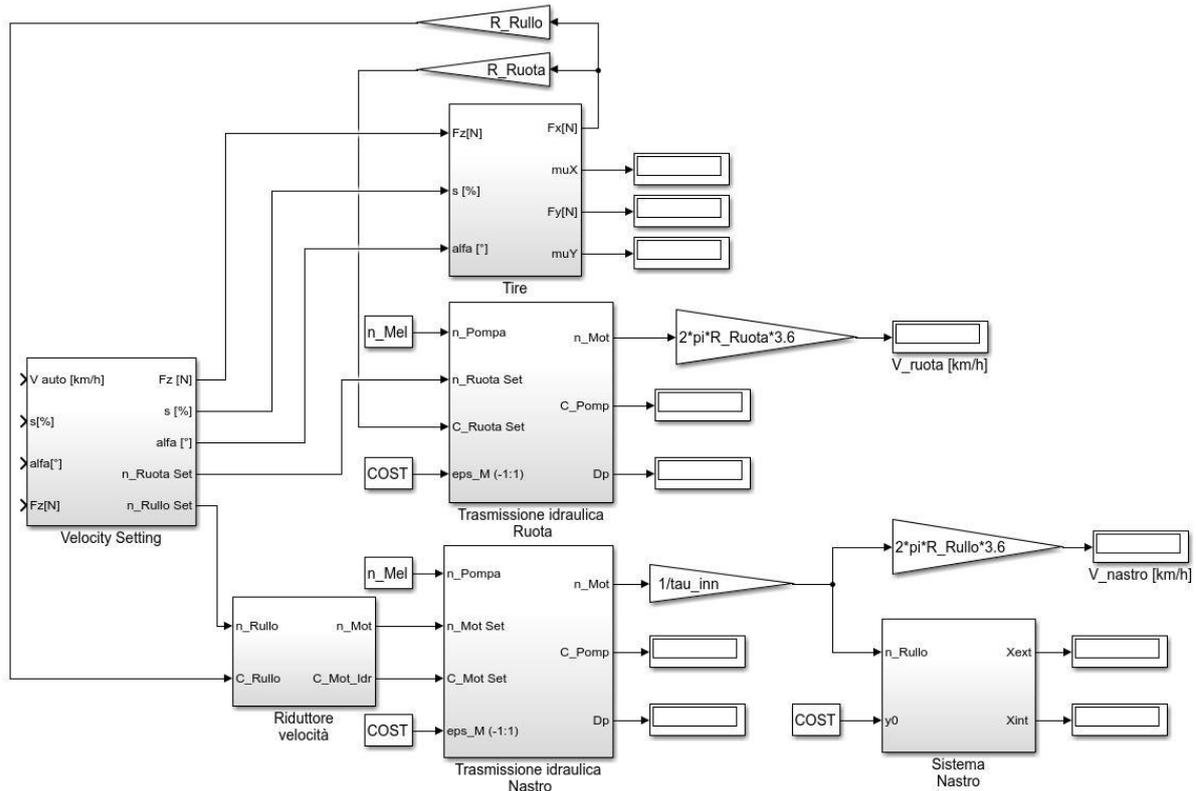


Figura 22 - Schema complessivo della MPP in Simulink.

4.1 Livello generale

La macchina prova pneumatici, come annunciato nel capitolo precedente, può essere descritta come l'interazione di due dispositivi principali: la trasmissione per il moto della ruota e la trasmissione per il moto della superficie di simulazione della strada, il nastro d'acciaio. In questa sezione, non ci si soffermerà sulle caratteristiche meccaniche del nastro, che verranno analizzate in seguito; per questo motivo ci si riferirà al rullo motore come elemento terminale della relativa trasmissione.

Il modello vede come quantità di input le condizioni di lavoro cinematiche e dinamiche imposte dal tipo di prova richiesta sullo pneumatico. Tali grandezze sono la velocità lineare di avanzamento, del veicolo simulato di cui fa parte la ruota in prova, lo scorrimento imposto allo pneumatico e l'angolo di deriva, espressi rispettivamente in [%] e [°] ed il carico verticale applicato alla ruota.

Gli input vengono elaborati dal blocco denominato "Velocity Setting" che produce in uscita i segnali di ingresso del blocco pneumatico "Tire" ed alcuni di quelli relativi ai blocchi delle due trasmissioni. In particolare, carico verticale, scorrimento e deriva vengono semplicemente riportati immutati al blocco Tire; la velocità di avanzamento invece viene elaborata per fornire la velocità di rotazione del rullo e della ruota con la relazione cinematica che coinvolge i rispettivi raggi geometrici. La velocità di rotazione del rullo

n_{Rullo} si ottiene come diretta conseguenza di quella di avanzamento v_{auto} , mentre quella della ruota n_{Ruota} viene corretta con il valore di scorrimento k .

$$n_{Rullo} = \frac{v_{auto}}{R_{Rullo} \cdot 2\pi} \quad (16)$$

$$n_{Ruota} = \frac{v_{auto}}{R_{Ruota} \cdot 2\pi} \cdot k \quad (17)$$

Come si vedrà più dettagliatamente nel seguito, le minori inerzie che caratterizzano la trasmissione della ruota consentono una migliore gestione dei transitori di accelerazione e decelerazione.

4.2 Pneumatico

Per la modellazione dello pneumatico, come anticipato e analizzato nel capitolo I, esistono diversi approcci possibili; tra questi ricordiamo i metodi teorici, come il Brush Model, che riproducono molto bene il comportamento nella banda di funzionamento lineare ma, risultano poco precisi in altre situazioni. In questa applicazione, si è adottato il modello puramente empirico di Pacejka, la cosiddetta Magic Formula.

Il modello di pneumatico risulta fondamentale in ottica di simulazione della macchina. Questo infatti fornisce, a seconda delle condizioni di prova desiderate, i parametri cinematici e dinamici richiesti alla macchina e che quindi saranno generati dai suoi componenti.

Il blocco pneumatico (Tire) riceve in ingresso le condizioni cinematiche e di carico della ruota, che possono essere costanti o variabili nel tempo secondo leggi note. In particolare, vengono forniti il carico verticale e gli scorrimenti laterale e longitudinale. Nel presente sottosistema è implementato il modello di Pacejka nella formulazione dell'89. Nel dettaglio, partendo dalle quantità di input, applicando le formule empiriche si ottengono le condizioni di lavoro della mescola. Il modello è impiegato secondo la seguente formulazione:

$$\begin{cases} y(x) = D \cdot \sin\{C \cdot \arctan[B \cdot x - E(B \cdot x - \arctan(B \cdot x))]\} \\ Y(X) = y(x) + S_V \\ x = X + S_H \end{cases} \quad (18)$$

le cui prerogative sono state già dettagliate nel corso del capitolo 1.4; nel seguito verranno dunque dettagliate le grandezze incluse nel modello, senza entrare nel dettaglio di questo. Per una più dettagliata ed accurata trattazione si rimanda a [3].

La funzione fornirà il valore delle forze longitudinale o laterale o il momento di autoallineamento, a seconda che la variabile in ingresso x sia lo scorrimento longitudinale o laterale. D rappresenta il valore di picco della funzione, ottenuto come:

$$D = \mu F_z \quad (19)$$

dove μ è il coefficiente di aderenza lungo la direzione esaminata. Il prodotto BCD rappresenta la pendenza del tratto lineare di curva all'origine del sistema. Il fattore di forma C regola il limite della funzione seno tramite la seguente espressione:

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \sin^{-1} \frac{y_s}{D}\right) \quad (20)$$

dove y_s è il valore asintotico della funzione. Definiti C e D , tramite il parametro B è possibile variare la pendenza del tratto lineare. S_V o S_H rendono la curva asimmetrica rispetto all'origine, generando quindi quelle forze residue a scorrimenti nulli. E viene definito come fattore di curvatura, esso modifica la forma della curva in prossimità del picco secondo la seguente formulazione:

$$E = \frac{Bx_m - \tan \frac{\pi}{2C}}{Bx_m - \tan^{-1} Bx_m} \quad (21)$$

dove x_m è l'ascissa corrispondente al valore massimo. Nella formulazione più semplice del modello i parametri μ , y_s , x_m sono costanti. Una formulazione più complessa prevede invece che i suddetti parametri siano a loro volta funzione di altre variabili, come il carico verticale, l'angolo di camber e la pressione di gonfiaggio dello pneumatico. Per una migliore comprensione del contributo di ogni parametro è possibile apprezzare la rappresentazione grafica nella Figura 9 del capitolo 1.4.

Tramite le equazioni sopra descritte vengono calcolati indipendentemente i valori di forza longitudinale F_x e forza laterale F_y . In un secondo step si introduce una correlazione ellittica tra le due grandezze:

$$\left(\frac{F_y}{F_{y,max}}\right)^2 + \left(\frac{F_x}{\mu_{x,max} F_z}\right)^2 = 1 \quad (22)$$

dove $F_{y,max}$ è il valore di picco calcolato con la Magic Formula e $\mu_{x,max}$ il massimo coefficiente d'attrito sviluppabile nella direzione longitudinale. Da questa è possibile ricavare la forza laterale esercitata dallo pneumatico, in funzione di quella longitudinale e delle condizioni di attrito.

Le grandezze output del blocco pneumatico sono dunque le forze e le condizioni di attrito sviluppate.

4.3 Trasmissioni idrostatiche

Le trasmissioni idrostatiche sono i sistemi incaricati di generare il moto della ruota e del nastro d'acciaio. Per questa trattazione il nastro ed il rullo folle non vengono considerati, si considera come organo di uscita il rullo calettato alla trasmissione.

Le trasmissioni idrauliche permettono di trasferire potenza da un organo meccanico ad un altro, senza che tra questi vi siano rapporti di velocità prefissati; a tale scopo una trasmissione meccanica risulterebbe troppo complicata o non realizzabile. La trasmissione di potenza, in una trasmissione idrostatica, è effettuata alimentando un motore idraulico mediante una pompa; in questa trasmissione l'azione del liquido è praticamente dovuta solo alla sua pressione (azione idrostatica) e si fa quindi uso di macchine volumetriche.[17]

A livello idraulico le due trasmissioni adottate nella nostra MPP sono perfettamente uguali, composte da una pompa volumetrica a pistoncini assiali di cilindrata massima pari a 250 cm^3 ed azionata da un motore elettrico asincrono trifase rotante a 1450 rpm. Ne consegue che la massima portata elaborabile dalla pompa risulta pari a 6 l/s. La pompa è collegata ad un motore idraulico di cilindrata massima pari a 225 cm^3 . La pompa preleva il liquido dal circuito di aspirazione alla pressione p_1 e lo manda alla pressione p_2 , imposta dall'utilizzatore collegato al motore. La massima portata elaborabile dalla pompa limita la massima velocità di rotazione del motore, in condizione di massima cilindrata, a 1600 rpm.

Tra i circuiti di alimentazione e scarico del motore, che corrispondono dunque a mandata ed aspirazione della pompa, è interposta una valvola limitatrice di pressione; questa è normalmente chiusa e si apre quando la pressione in uno dei condotti supera i 300 bar. In Figura 23 è possibile apprezzare uno schema illustrante le componenti che realizzano la trasmissione ed i loro collegamenti.

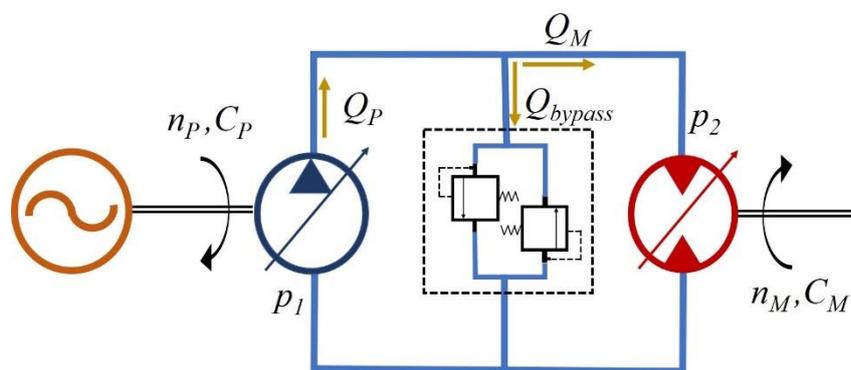


Figura 23 - Schema illustrativo delle trasmissioni idrostatiche.

Nel modello elaborato si sono trascurate le differenze di quota, in quanto trascurabili rispetto alle pressioni in gioco, e le perdite di carico nei tubi, eguagliando quindi i valori di pressione tra mandata pompa e alimentazione motore e tra scarico motore e aspirazione pompa. Inoltre, essendo l'obiettivo di questo

modello computazionale la descrizione qualitativa, e non quantitativa, del comportamento dinamico del banco, si considereranno unitari tutti i rendimenti, che verranno quindi omessi dalla trattazione matematica.

Le grandezze di input nel modello di trasmissione sono:

- la velocità di rotazione della pompa, imposta dal motore elettrico asincrono trifase;
- i valori di cilindrata della pompa ε_P e del motore ε_M , espressi come rapporto tra la cilindrata effettiva (V_P, V_M) e la cilindrata massima ($V_{0,P}, V_{0,M}$);

$$\varepsilon_P = \frac{V_P}{V_{0,P}}; \varepsilon_M = \frac{V_M}{V_{0,M}} \quad (23)$$

- la coppia richiesta al motore C_M ;

La ruota è direttamente collegata all'albero di uscita del motore tramite giunti omocinetici. Per questo motivo la coppia motrice $C_{M,Ruota}$ si ricava direttamente dalla forza longitudinale F_x , uscente dal blocco pneumatico, per mezzo del raggio ruota R_{Ruota} :

$$C_{M,Ruota} = F_x \cdot R_{Ruota} \quad (24)$$

Nella trasmissione del nastro invece tra il rullo ed il motore idraulico è interposto il riduttore di velocità; per l'identificazione della coppia motrice $C_{M,Rullo}$ sarà dunque necessario tener conto del rapporto di trasmissione τ_i relativo alla marcia innestata:

$$C_{M,Rullo} = \frac{F_x \cdot R_{Rullo}}{\tau_i} \quad (25)$$

La pompa assorbe una potenza P_P data da:

$$P_P = \varepsilon_P V_{0,P} \cdot n_P \cdot (p_2 - p_1) \frac{1}{\eta_{mP}} \quad (26)$$

ed una coppia data da:

$$C_P = \frac{\varepsilon_P V_{0,P} \cdot (p_2 - p_1)}{2\pi \cdot \eta_{mP}} \quad (27)$$

dove η_{mP} è il rendimento meccanico della pompa. Con Q_P si identifica invece la portata volumetrica mandata dalla pompa:

$$Q_P = \lambda_{vP} \cdot \varepsilon_P V_{0,P} \cdot n_P \quad (28)$$

con λ_{vP} si indica il rendimento volumetrico.

La portata uscente dalla pompa viene convogliata al motore tramite volumi di dimensione finita dove si instaura la pressione p_2 . Quando questa supera i 300 bar si ha l'apertura della valvola limitatrice di pressione che scarica parte della portata nel condotto di ritorno. La portata di olio entrante nel motore non sarà necessariamente pari a quella mandata dalla pompa, ma dovrà rispettare la legge di continuità nel nodo di Figura 23:

$$Q_P = Q_M + Q_{bypass} \quad (29)$$

Essendo i tubi di dimensione finita V_{pipe} , la pressione che si instaura nel circuito di mandata risulta pari a:

$$Q_P - Q_M - Q_{bypass} = \frac{V_{pipe}}{E} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (30)$$

dove E rappresenta il modulo di comprimibilità del fluido impiegato, combinazione del modulo di Young del liquido e dell'effetto di dilatazione termica delle pareti dei tubi. Va sempre tenuto in conto che le pressioni non possono mai scendere al di sotto dei 24 bar. Tale pressione è infatti garantita dalla pompa Feeding che alimenta l'intero circuito. Le stesse leggi sono impiegate per modellare i tubi costituenti il condotto di ritorno dal motore alla pompa, con p_1 al posto di p_2 .

Con Q_{bypass} si intende la portata volumetrica che viene scaricata dalla valvola limitatrice. Tale valvola viene modellata per mezzo di una lock-up table che correla la portata scaricata alla differenza di pressione instaurata tra monte e valle della valvola stessa. In particolare, la valvola non interviene per differenze di pressioni inferiori ai 300 bar; quando questo limite viene superato, la portata scaricata è identificabile come la portata che attraversa un orifizio e quindi ottenibile mediante la relazione:

$$Q_{bypass} = \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_1)}{\rho}} \quad (31)$$

dove μ è la viscosità del fluido e A la sezione di efflusso della valvola. Il comportamento della valvola è graficamente descritto in Figura 24. La valvola si apre per pressioni superiori a 300 bar e raggiunge rapidamente la propria condizione di saturazione, questo permette una decrescita repentina della differenza di pressione nei due ambienti.

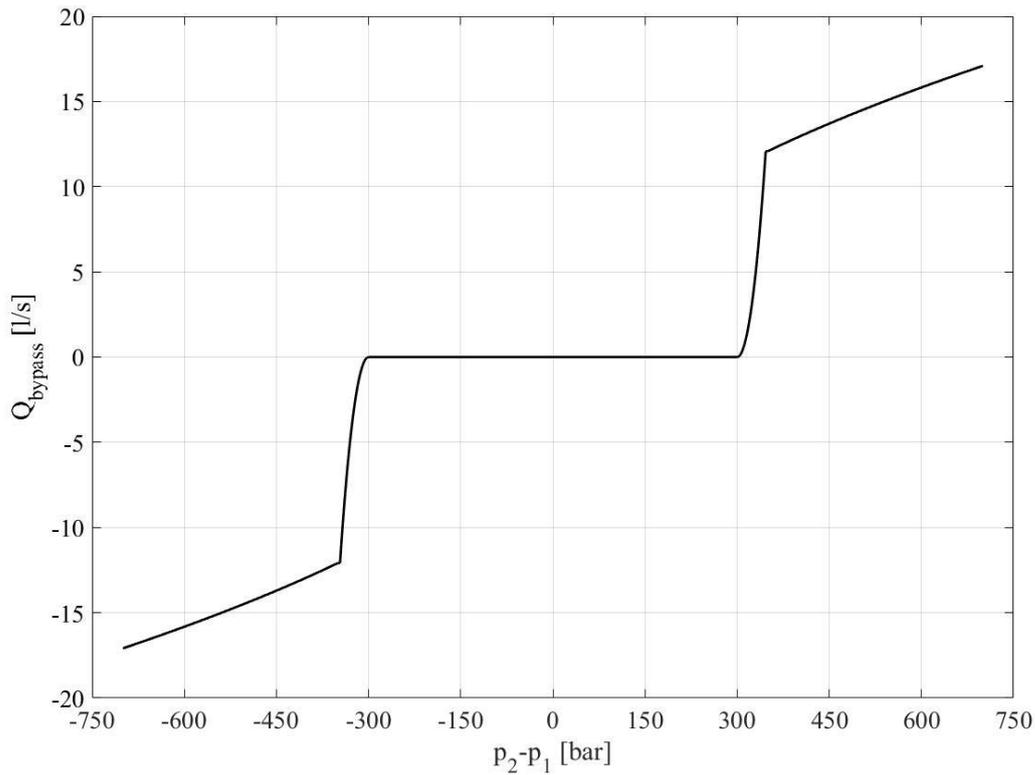


Figura 24 - Relazione tra portata scaricata e differenza di pressione nella valvola limitatrice di pressione.

In uscita dalla lock-up table è stata posta una funzione di trasferimento che descrive un filtro del primo ordine come:

$$\frac{Q_{out,valvola}}{Q_{in,valvola}} = \frac{1}{5s + 1} \quad (32)$$

in questo modo vengono filtrate le alte frequenze e si ottiene un efflusso più realistico dalla valvola.

Nel blocco del motore idraulico viene tenuto conto, oltre che dei comportamenti statici implementati anche nella valvola e nella pompa, dell'aspetto dinamico. Infatti, tramite prove sperimentali che verranno descritte nel capitolo successivo, sono stati misurati i momenti di inerzia di ciascuna trasmissione.

È dunque possibile impostare un'equazione dinamica del tipo:

$$C_M - C_{M,Rullo} = (J_M \cdot \tau_i + J_{Rullo} + J'_\tau + J_{Oil}) \cdot \frac{d\omega}{dt} + \beta \cdot \omega = J_{tot,Rullo} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \beta \cdot \omega \quad (33)$$

$$C_M - C_{M,Ruota} = (J_M + J_{Ruota} + J_{Oil}) \cdot \frac{d\omega}{dt} + \beta \cdot \omega = J_{tot,Rullo} \cdot \frac{d\omega}{dt} + \beta \cdot \omega \quad (34)$$

valida per la trasmissione idrostatica del nastro (33) e della ruota (34). Nelle relazioni si è indicato con C_M la coppia motrice generata dal motore idraulico, con $C_{M,Rullo}$ e $C_{M,Ruota}$ le coppie derivanti dalle forze scambiate tra pneumatico e nastro (relazioni 24 e 25) che per il motore sono coppie resistenti. Le relazioni

sono valutate sull'albero del rullo o della ruota a seconda dei casi, per questo motivo nel caso del rullo il momento di inerzia del motore J_M viene moltiplicato per il rapporto di trasmissione del cambio. J_{Rullo} e J_{Ruota} sono rispettivamente il momento d'inerzia di rullo e ruota, mentre J'_r è il momento d'inerzia del riduttore valutato sul suo albero secondario e J_{Oil} è il momento d'inerzia risultante di tutte le componenti fluidodinamiche. Date le difficoltà a stimare singolarmente i vari momenti d'inerzia si è deciso di racchiuderli in un'unica grandezza $J_{tot,Rullo}$ e $J_{tot,Ruota}$, misurate sperimentalmente secondo la procedura dettagliata in seguito. Per lo stesso motivo i termini viscosi vengono racchiusi in un unico coefficiente globale di smorzamento β . Nel computo delle inerzie non rientrano quelle della pompa e del motore elettrico in quanto, come affermato precedentemente, le trasmissioni idrauliche disaccoppiano meccanicamente i componenti. La coppia motrice C_M è valutata come:

$$C_M = \frac{\varepsilon_M V_{0,M} \cdot (p_2 - p_1)}{2\pi} \cdot \eta_{mM} \quad (35)$$

dove η_{mM} è il rendimento meccanico del motore. La portata Q_M elaborata dal motore è quantificabile come:

$$Q_M = \varepsilon_M V_{0,M} \cdot n_M \cdot \frac{1}{\lambda_{vM}} \quad (36)$$

in cui λ_{vM} rappresenta il rendimento volumetrico del motore. La portata dovrà rispettare l'equazione di continuità (29) concorrendo dunque a stabilire i valori delle pressioni di monte e valle. Infine, da questa è possibile valutare la potenza P_M sviluppata dal motore e quindi valutare l'efficienza globale η della trasmissione:

$$P_M = Q_M \cdot (p_2 - p_1) \cdot \eta_{mM} \quad (37)$$

$$\eta = \frac{P_M}{P_P} \quad (38)$$

Le variabili in uscita dal blocco trasmissione sono dunque:

- la velocità di rotazione del motore n_M ;
- la coppia motrice richiesta dalla pompa C_P ;
- la differenza di pressione $(p_2 - p_1)$ realizzata nel circuito dalle due macchine.

In Figura 25 è mostrato lo schema grafico di modellazione della trasmissione idraulica, nel quale è possibile individuare i principali blocchi precedentemente descritti.

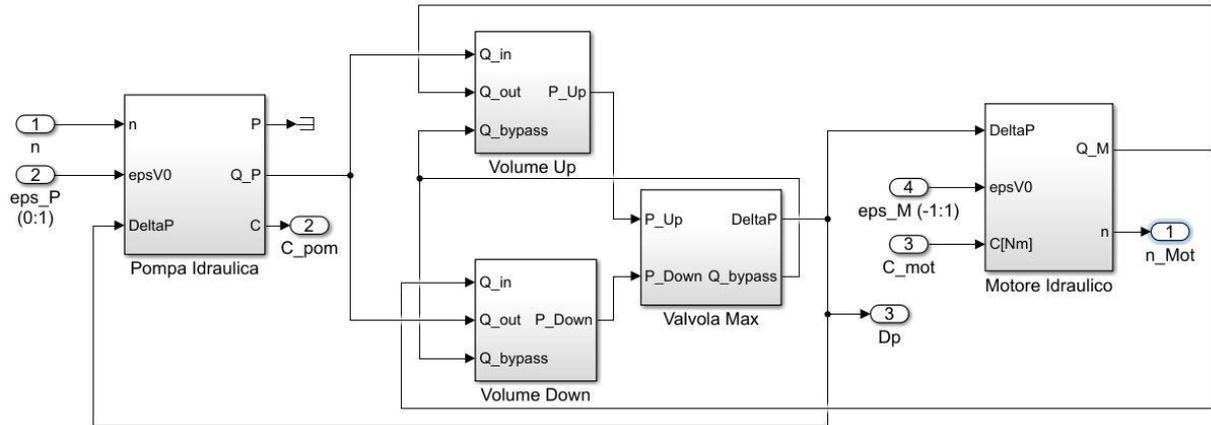


Figura 25 - Schema di programmazione in Simulink della trasmissione idrostatica.

4.3.1 Valutazione delle inerzie

La MPP, ed in particolare la trasmissione per la movimentazione del nastro, è caratterizzata da elevate inerzie e dissipazioni viscosse che rendono la correlazione tra ingressi ed uscite altamente non lineare.

È possibile calcolare, o stimare con buona precisione, i momenti d'inerzia di massa relativi alle componenti meccaniche, ben più complicato risulta invece per quelle fluidodinamiche. I principali contributi in termini di inerzia dell'intera trasmissione derivano dal motore idraulico, dal riduttore di velocità, il rullo o la ruota, gli alberi ed i giunti di collegamento e l'olio. I primi, essendo unicamente relativi alla geometria dei meccanismi, sono facilmente calcolabili; in particolare, il momento d'inerzia del motore J_M è disponibile tra i dati tecnici forniti dal costruttore. Sono facilmente calcolabili, in quanto equiparabili a cilindri pieni o cavi, i momenti di rullo J_{Rullo} , ruota J_{Ruota} e alberi e mozzi di collegamento J_{Alberi} ; questi ultimi risultano trascurabili e per questo motivo sono stati omessi dalla trattazione matematica del capitolo precedente. Si ottengono dunque dati visibili in Tabella 2, per la trasmissione ruota, e Tabella 3, per la trasmissione nastro:

Componente	Momento d'inerzia J [$kg \cdot m^2$]
Motore idraulico	0,088
Ruota	1
Alberi di collegamento	0,116

Tabella 2 - Momenti d'inerzia di massa delle componenti meccaniche della trasmissione ruota.

Componente	Momento d'inerzia $J [kg \cdot m^2]$
Motore idraulico	0,088
Rullo	36
Alberi di collegamento	0,007

Tabella 3 - Momenti d'inerzia di massa delle componenti meccaniche della trasmissione nastro.

Concentrandosi sulla trasmissione idraulica per la movimentazione del nastro, per quanto concerne i momenti di inerzia del riduttore di velocità, dipendenti dal rapporto innestato e dalla velocità di esercizio, e soprattutto delle componenti fluidodinamiche, in particolare l'olio motore, risulta molto complicato effettuare una stima matematica. Per questi motivi si è ricorsi a prove sperimentali effettuate direttamente sulla trasmissione, per ottenere informazione sulla reale influenza di queste componenti nei transitori di velocità.

Le prove sono state effettuate sulla trasmissione del nastro, senza che questo fosse installato; le componenti testate risultano dunque essere la trasmissione idrostatica, comprensiva di pompa, motore ed olio, il riduttore di velocità ed il rullo. La macchina viene inizialmente regimata, per portare le componenti meccaniche ed oleodinamiche alla giusta temperatura di lavoro, evitando dunque che variazioni di viscosità dei materiali possano influenzare i dati acquisiti. Questa fase richiede che la trasmissione sia alimentata per circa 30 minuti in condizioni stazionarie.

La prova effettiva consiste nel richiedere alla trasmissione diversi profili di coppia e velocità ed acquisire i profili seguiti dalla macchina. Il segnale di input, ovvero il profilo desiderato, viene fornito tramite l'elettrovalvola per il controllo della cilindrata della pompa idraulica; il segnale in uscita viene misurato tramite il torsionmetro Kistler installato tra riduttore di velocità e nastro. La cilindrata del motore viene mantenuta costante durante tutto l'arco della prova ed ogni test viene ripetuto per ogni rapporto del riduttore. Sia la generazione dei segnali di input, che l'acquisizione di quelli di output, viene gestita tramite PLC.

I profili imposti sono di tipo a grandino e sinusoidale con varie frequenze. La trasmissione viene posta in movimento, mantenendo costante il segnale di corrente dell'elettrovalvola e dunque le cilindrature; raggiunta la stazionarietà del moto, viene annullata istantaneamente la corrente e si registrano i profili di coppia e velocità durante il transitorio di decelerazione. La prova viene ripetuta con diversi valori di cilindrature iniziali.

Gli andamenti registrati, vengono filtrati digitalmente, per eliminare il rumore di misura e possibili errori dovuti allo strumento o a fattori esterni, e successivamente decimati tramite software di elaborazione numerica (Matlab). In Figura 26 si può visualizzare lo spettro del contenuto in frequenza dei segnali di coppia e velocità.

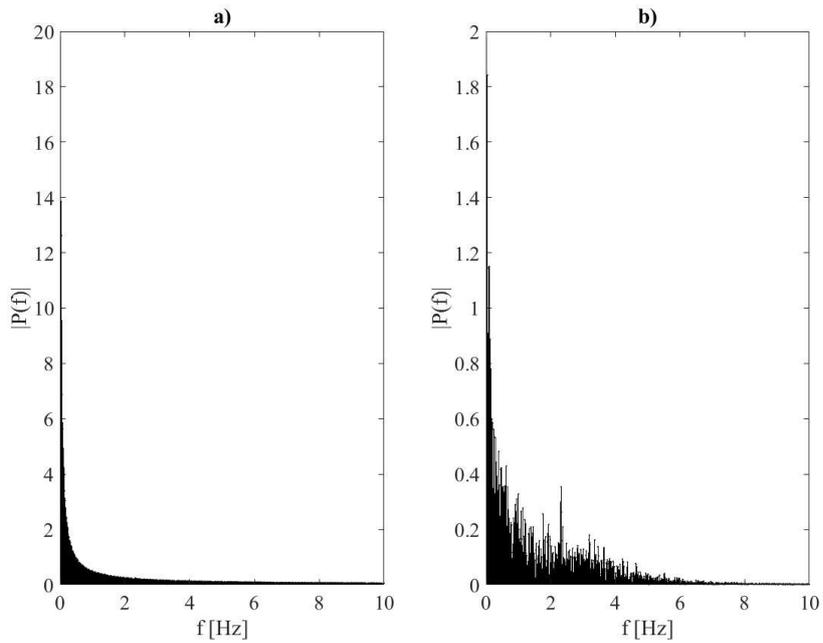


Figura 26 - Spettro in frequenza dei segnali di velocità (a) e coppia(b).

In Figura 27 a) si riporta la velocità angolare ed in b) per la coppia dopo opportuno trattamento dei dati acquisiti.

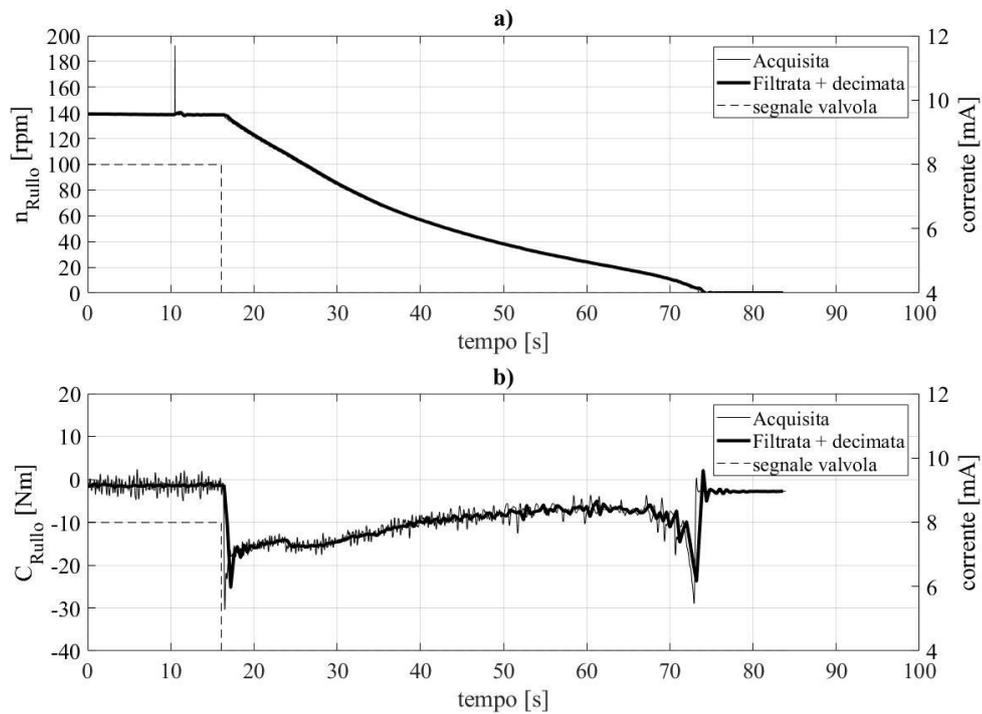


Figura 27 - Confronto tra i segnali acquisiti e quelli ottenuti a seguito di filtraggio e decimazione.

a) segnali di velocità di rotazione; b) segnali di coppia.

In Figura 28 sono rappresentate le curve di decelerazione della trasmissione nastro, ottenute a cilindrata motore costante $\varepsilon_M = 0,375$ con le diverse marce del motore innestate. Il profilo è ottenuto tramite una funzione a gradino discendente imposta all'elettrovalvola di regolazione della pompa, in particolare viene istantaneamente annullata la corrente di controllo della valvola, pari a 8 mA, corrispondente ad una cilindrata pompa $\varepsilon_P = 0,25$.

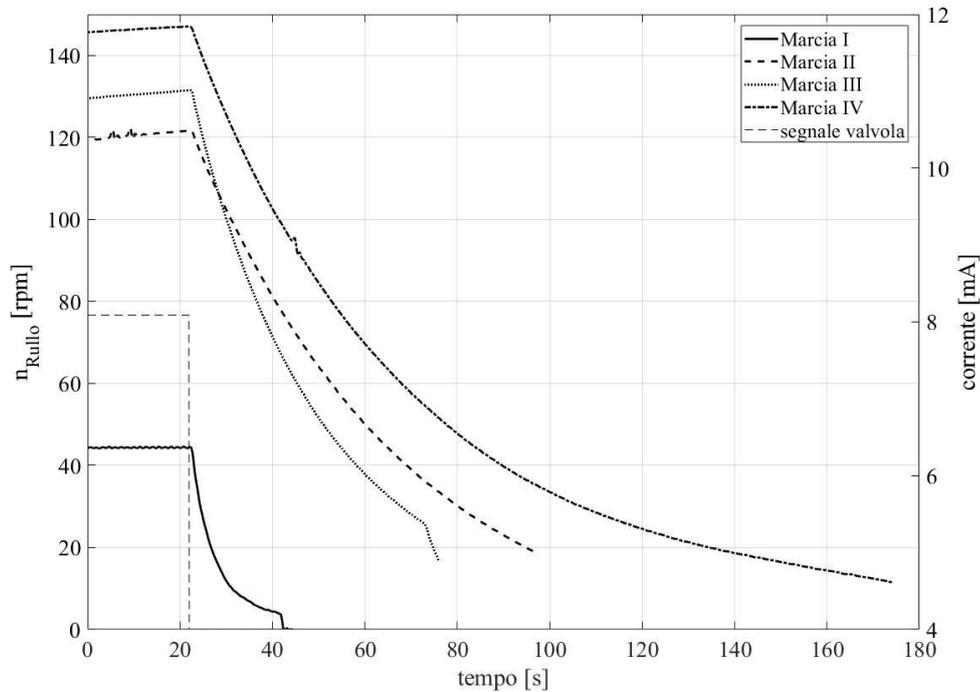


Figura 28 - Curve di decelerazione della trasmissione a cilindrata motore $\varepsilon_M = 0,375$.

Con la stessa metodologia si possono fornire segnali di corrente sinusoidali, sono state effettuate prove con frequenza variabile tra 0,01 e 0,2 Hz, a valor medio non nullo e di ampiezza variabile. A frequenze superiori il sistema non è in grado di seguire il profilo sinusoidale desiderato, come visibile in Figura 29. Tali dati sono stati acquisiti con riduttore innestato in seconda marcia. La corrente di eccitazione della valvola è stata fatta variare in modo sinusoidale con frequenza variabile ed ampiezza pari a 1,6 mA; il valor medio della corrente è di 8 mA. Ne segue dunque che la cilindrata della pompa varia tra $\varepsilon_P = 0,15$ e $\varepsilon_P = 0,35$. Anche in questo caso la cilindrata motore è stata mantenuta costante pari a $\varepsilon_M = 0,375$.

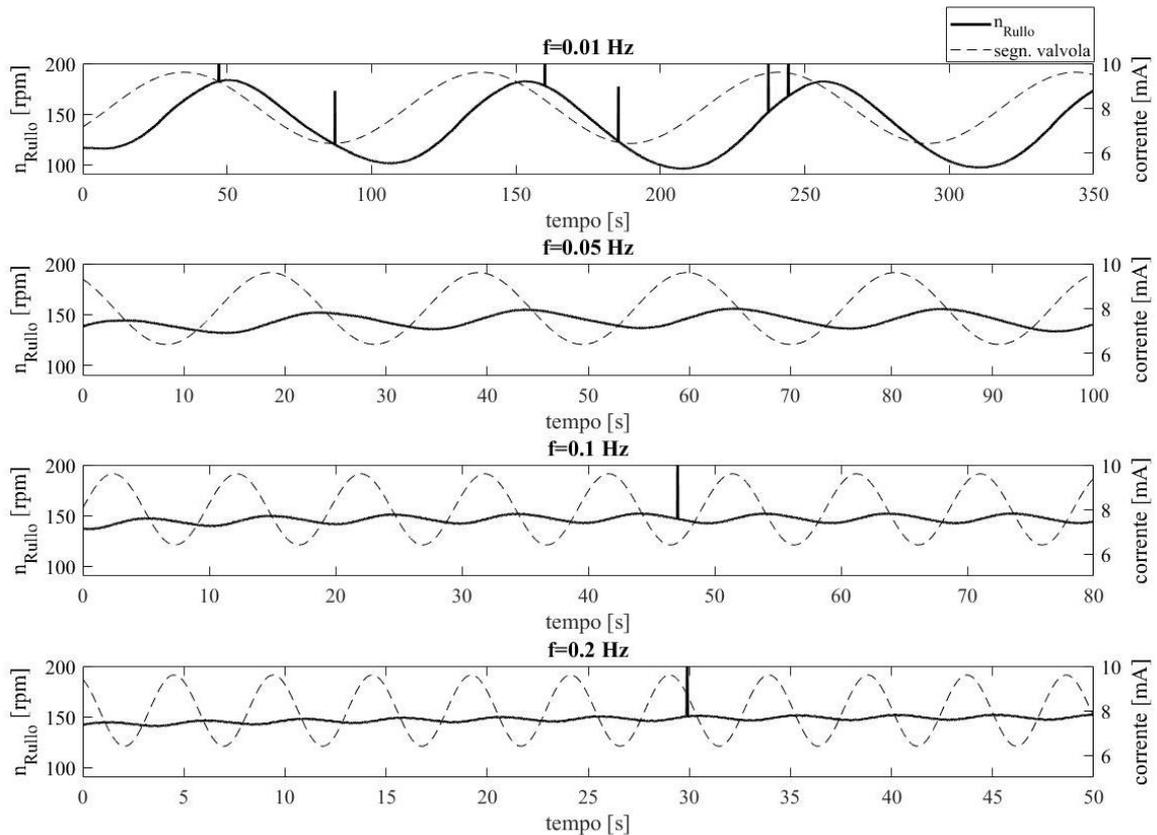


Figura 29 - Andamento della velocità di rotazione del rullo per segnali di eccitazione dell'elettrovalvola di forma sinusoidale e frequenza variabile.

Dalle prove sperimentali è emersa una forte influenza, sulla dinamica del sistema, dei due componenti principali sotto esame: il fluido di lavoro ed il riduttore di velocità. Il primo influisce fortemente in condizioni di transitorio termico, la temperatura risulta infatti un parametro fondamentale nell'identificazione della viscosità del fluido.

Il secondo componente, che fortemente influisce sulla dinamica complessiva, è il riduttore di velocità. Come si vedrà nel seguito non risulta possibile stimare valori di inerzia unici, in grado di riprodurre e rappresentare gli andamenti misurati indifferentemente dal rapporto innestato. Ogni marcia, e dunque ogni coppia di ruote dentate, influisce in maniera diversa sulla dinamica del sistema. Osservando Figura 28 si può notare come le curve di decelerazione, al di là di fattori di scala, non siano affatto sovrapponibili. Le inclinazioni dei rami di iperbole sono infatti differenti tra loro, questo fa pensare che la meccanica interna del riduttore e le diverse velocità giochino un ruolo determinante nella definizione dei parametri inerziali globali. Tale diversificazione si è mostrata ancor più evidente durante le fasi di accelerazione. Infatti, per lo svolgimento e l'acquisizione delle prove a gradino si è cercato di portare il primario del cambio a ruotare alla stessa velocità con tutte le marce: il tempo per raggiungere tale condizione si è rivelato fortemente crescente con il rapporto innestato, sintomo che le inerzie del riduttore variano con esso.

Le stesse manovre vengono impostate e riprodotte mediante il modello numerico, fissando i parametri noti, con l'obiettivo di quantificare le componenti inerziali e viscosi non calcolabili analiticamente. Per questa operazione si impiega dunque il modello di trasmissione idrostatica e riduttore di velocità, senza il controllo delle cilindrate (di cui si parlerà in modo approfondito nel capitolo successivo).

La cilindrata del motore viene fissata costante pari al valore impiegato nella prova sperimentale. Allo stesso modo alla cilindrata della pompa viene imposto lo stesso profilo, a gradino o sinusoidale, imposto in laboratorio; in questo caso viene trascurata la dinamica del regolatore di cilindrata, composto da elettrovalvola, attuatore oleodinamico e piatto oscillante, in quanto si è appurato tale da non inficiare la dinamica della macchina nel suo complesso. La coppia resistente, input del modello, viene stimata costante in base al valor medio della coppia misurata durante la prova sperimentale; questa rappresenta solo gli attriti degli organi volventi e risulta dunque scarsamente influente sulla prova.

Imponendo inizialmente i parametri inerziali calcolati in funzione delle caratteristiche geometriche degli organi, si ottengono le prime curve di velocità. In particolare, risulta significativa la risposta del sistema al gradino di velocità che fornisce informazioni sulla decelerazione libera e permette dunque di calcolare la costante di tempo del sistema. Procedendo per via iterativa, modificando i valori di inerzia e smorzamento globali e confrontando le curve ottenute numericamente con quelle sperimentali si giunge al settaggio ottimale dei parametri che permettono di approssimare al meglio le curve reali.

Iniziando il processo dal primo rapporto del riduttore si ottiene che i parametri ottimali per la riproduzione della curva di decelerazione risultano quelli indicati in Tabella 4. I valori di inerzia e coefficiente di smorzamento sono intesi come globali, al loro interno compresi anche i termini noti calcolabili sulla base della geometria dei dispositivi. Il confronto tra la curva sperimentale e quella ottenuta per via numerica è apprezzabile in Figura 30. In particolare i due andamenti sono stati ottenuti con cilindrata del motore idraulico pari a $\varepsilon_M = 0,375$, cilindrata iniziale della pompa pari a $\varepsilon_P = 0,37$.

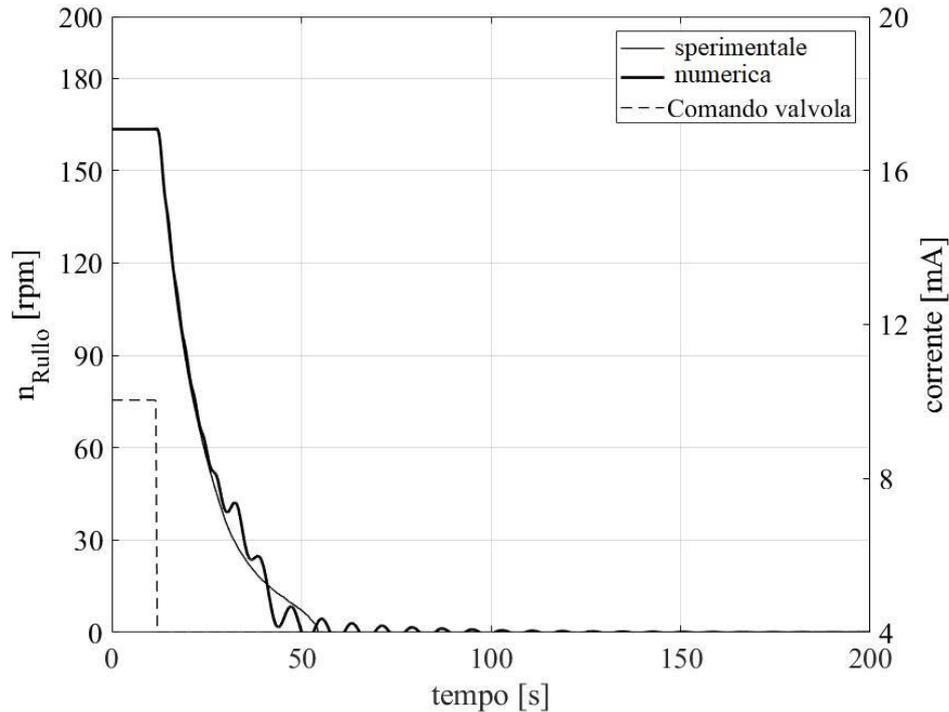


Figura 30 - Confronto tra risultati prodotti dal modello numerico e dati acquisiti in prima marcia del riduttore.

Il confronto rivela una riproduzione da parte del modello decisamente soddisfacente per le condizioni analizzate. In particolare la parte a velocità costante ed il primo tratto di decelerazione risultano perfettamente sovrapposte ed indistinguibili. Un leggero scostamento si verifica nella parte finale dove il modello mostra una componente alternata non presente nella realtà; da questo si evince, come prevedibile, una descrizione poco accurata dei fenomeni viscosi dovuti agli attriti che a basse velocità risultano prevalenti e potrebbero “filtrare” la componente alternata.

Confrontando il parametro di inerzia ottenuto con la somma dei parametri dovuti alla sola geometria (Tabella 4 e Tabella 3), si nota che il primo è di poco superiore ai secondi. Questo porterebbe a concludere che, in condizione termiche regimate, l’influenza dell’olio sulla componente inerziale globale è limitata e trascurabile.

Alla luce delle considerazioni sulla variabilità dei parametri inerziali con la variazione del rapporto di trasmissione, si ritiene più corretta una modellazione variabile che prevede la variazione dei coefficienti globali in funzione del rapporto innestato. Con questo obiettivo il processo iterativo porta alla definizione dei parametri mostrati in Tabella 4. I relativi andamenti ottenuti sono mostrati in Figura 31.

Rapporto riduttore	Coefficiente d'inerzia globale $J [kg \cdot m^2]$	Coefficiente di smorzamento globale $\beta [kg \cdot m^2/s]$
I	40	2,75
II	160	6
III	900	8,3

Tabella 4 - Parametri inerziali e smorzanti globali ottimali in funzione del rapporto del riduttore.

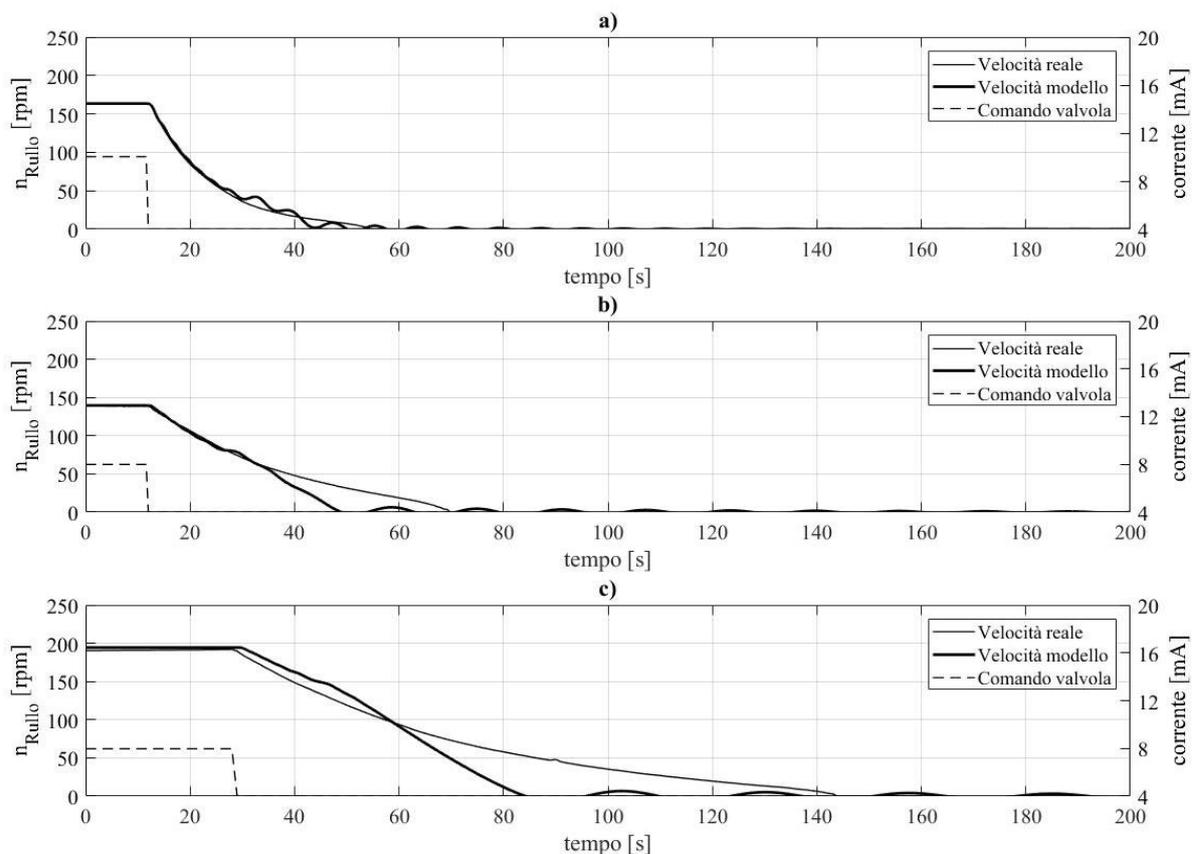


Figura 31 - Confronto tra andamenti sperimentali e numerici dei profili di velocità per diversi rapporti del riduttore.

a) prima marcia, b) seconda marcia, c) terza marcia.

Dal confronto di evince come il modello sia decisamente più affidabile in condizioni di funzionamento con prima marcia del riduttore di velocità. In tale condizione infatti, come si era già visto in Figura 30, il modello riproduce perfettamente il profilo misurato durante la prova sperimentale, a meno di una componente oscillatoria causata da fenomeni viscosi e di attriti.

Nel caso di seconda e terza marcia, il modello riproduce correttamente la prima fase del transitorio, diventando meno coerente nella seconda, a bassa velocità, quando i fenomeni dissipativi, non modellati, assumono un'importanza maggiore. Il modello in esame è finalizzato all'analisi della regolazione del

sistema, quindi, vista la sua capacità di descrivere correttamente la prima fase del transitorio, si è considerato, almeno in questa fase di studio, sufficientemente attendibile.

4.3.2 Regolazione delle trasmissioni idrauliche

La regolazione delle trasmissioni idrostatiche è effettuata variando la cilindrata del motore o della pompa, o entrambe. Generalmente, come nel caso della MPP, la velocità di rotazione della pompa è costante mentre quella del motore varia con le cilindrature. Si definisce quindi un rapporto di trasmissione, in condizioni di equilibrio, in cui la valvola limitatrice è dunque chiusa e la differenza di pressione tra le macchine è inferiore a quello di taratura (300 bar), come:

$$v = \frac{n_M}{n_P} = \frac{\varepsilon_P V_{0,P}}{\varepsilon_M V_{0,M}} \cdot \lambda_{vP} \cdot \lambda_{vM} \quad (39)$$

Da questa si può notare che, essendo n_P costante, la velocità del motore può essere aumentata incrementando la cilindrata della pompa, o decrementando quella del motore.

Ne segue che fissando il motore alla massima cilindrata ($\varepsilon_M = 1$), al variare della cilindrata della pompa dal valore minimo ($\varepsilon_P = 0$) al valore massimo ($\varepsilon_P = 1$), la velocità del motore varierà linearmente mentre la coppia sarà regolata automaticamente sino al valore massimo consentito. Con le ipotesi precedentemente introdotte si ottiene dunque che:

$$n_M \sim \varepsilon_P V_{0,P} \quad (40)$$

$$C_M \sim (p_2 - p_1) \quad (41)$$

Raggiunto il valore di coppia massima, a causa dell'intervento della valvola limitatrice, la velocità del motore non sarà più controllabile, mentre la coppia erogata diventerà direttamente proporzionale alla cilindrata del motore stesso. Quest'analisi può essere sintetizzata nel diagramma di Figura 32 dove si riportano le relazioni tra ε_P , ε_M e C_M al variare della velocità di rotazione del motore.

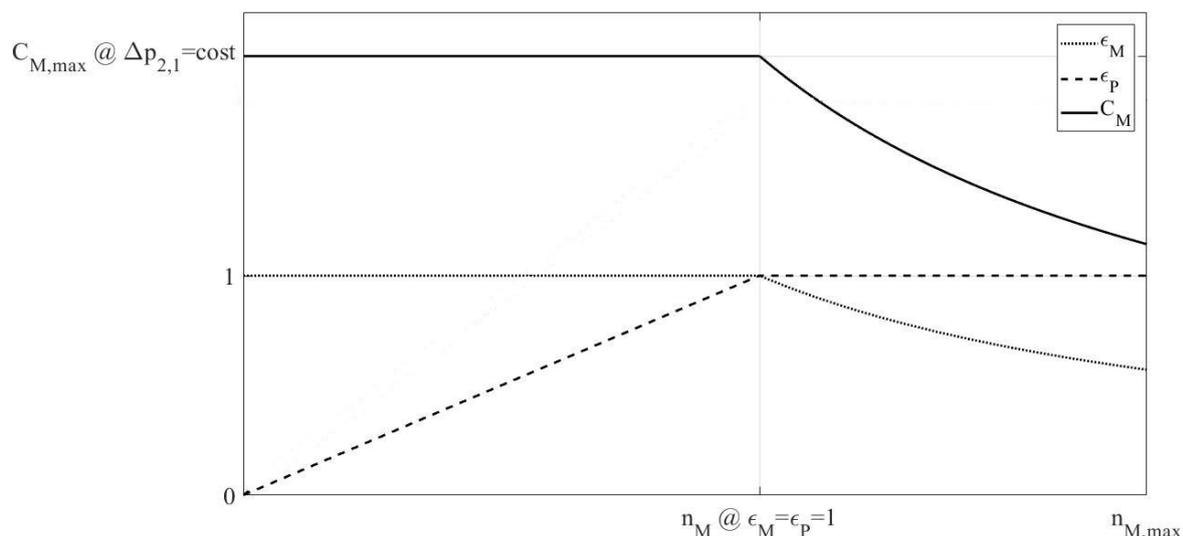


Figura 32 - Curve di regolazione di una trasmissione idrostatica.

Per quanto riguarda la trasmissione del rullo della MPP, al fine di consentire risposte più rapide alle richieste esterne e ridurre dunque il più possibile i transitori, si cerca di lavorare sempre con la massima cilindrata del motore. In questo modo si dispone della massima coppia sviluppabile, per le condizioni imposte dall'utilizzatore, riducendo dunque il più possibile i tempi richiesti per le manovre di accelerazione e decelerazione. Per la trasmissione ruota invece, volendo controllare anche la coppia, si dovranno studiare strategie opportune basate sulle relazioni già descritte in Figura 32.

Entrambi gli organi della trasmissione ruota ed il motore della trasmissione rullo presentano un controllo della cilindrata realizzato per via elettromeccanica, tramite un motore elettrico, un riduttore di velocità ed un attuatore; questi hanno il compito di inclinare il piatto girevole che aziona gli stantuffi della macchina idraulica, aumentandone o diminuendone quindi la corsa utile. Questo tipo di regolazione si è rivelato poco efficace in quanto i tempi di risposta sono molto lunghi ed il controllo risulta poco accurato. In particolare, risulta impossibile per il sistema seguire un profilo di coppia o velocità predefinito, che è invece l'obiettivo di sviluppo della macchina.

La regolazione della cilindrata della pompa facente parte della trasmissione del nastro invece è realizzata tramite un attuatore oleodinamico a semplice effetto, direttamente agente sul piatto oscillante, ed azionato da una valvola che ne gestisce la contropressione. Questo sistema di regolazione risulta dinamicamente molto più performante e preciso. Grazie alla programmazione realizzabile tramite il PLC è inoltre possibile controllare con grande accuratezza la corrente inviata alla valvola e realizzare quindi profili di coppia e velocità molto articolati. Questa tecnica è stata impiegata per acquisire la risposta dell'intera macchina a segnali di input ben definiti. Lo studio di questi ha permesso di risalire ad importanti dati in termini di inerzie, come descritto nel capitolo precedente.

Regolazione pompa nastro

In ottica di sviluppo del modello computazionale è stato proposto l'impiego di un controllore di tipo Proporzionale Integrativo (PI). Con questo è stato possibile gestire la cilindrata della pompa ε_P , a cilindrata motore fissata ($\varepsilon_M = 1$), per ottenere il profilo di velocità desiderato in uscita dal motore, e dunque in uscita dal riduttore di velocità.

L'impiego di controllori PI, o più ingenerale PID (Proporzionale Integrativo Derivativo), risulta vantaggioso in quanto questi non richiedono una conoscenza dettagliata del processo da controllare. Inoltre, sono realizzati tramite metodologie standard che permettono una semplice e rapida riprogrammazione.

In un regolatore PID la variabile di controllo $u(t)$ viene generata come somma di tre contributi:

- proporzionale all'errore $e(t)$ tra il segnale di riferimento $r(t)$ e quello da controllare $y(t)$;
- proporzionale all'integrale dell'errore, proporzionale al suo valor medio dunque;
- proporzionale alla derivata dell'errore.

Nel dominio del tempo la variabile di controllo risulta espressa dalla seguente relazione:

$$u(t) = K_P \cdot e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (42)$$

dove K_P , K_I , e K_D sono definiti come guadagni, rispettivamente proporzionale, integrale e derivativo. Gli ultimi due possono essere sostituiti con i tempi integrale e derivativo, definiti come:

$$T_I = \frac{K_P}{K_I} ; T_D = \frac{K_D}{K_P} \quad (43)$$

In Figura 33 viene schematizzato un sistema gestito da controllore PID, è possibile apprezzare le relazioni tra le componenti ed i principali segnali utili all'azione di controllo. In particolare, $r(t)$ è il segnale di riferimento, ovvero il valore obiettivo che vogliamo raggiungere, $e(t)$ è il segnale di errore, variabile di ingresso del controllore ed ottenuto come differenza tra il riferimento e la grandezza misurata in uscita dal sistema. Tale grandezza viene dapprima modificata dal segnale $d(t)$ che definisce il disturbo additivo in uscita dal sistema, si genera così il segnale $y(t)$ da controllare; questo disturbato dal rumore di misura $n(t)$ concorre alla quantificazione dell'errore. L'obiettivo che un PID insegue è infatti l'annullamento dell'errore, in modo da ottenere la congruenza tra il segnale di riferimento e quello misurato in uscita dal sistema.

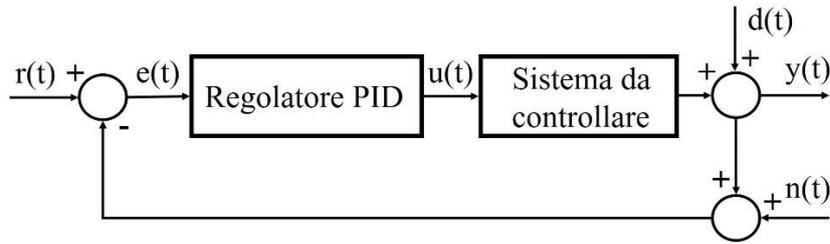


Figura 33 - Schema a blocchi di un sistema con controllore PID.

Passando al dominio delle frequenze, attraverso la trasformata di Laplace, si ottiene la legge di controllo del PID ideale:

$$U(s) = K_P \left(\frac{1 + T_I s + T_I T_D s^2}{T_I s} \right) \cdot E(s) \quad (44)$$

L'azione proporzionale non introduce uno sfasamento, apprezzabile tramite il diagramma di Bode, ma non garantisce l'annullamento dell'errore a regime per segnali di riferimento e disturbi costanti. L'azione integrale invece assicura l'azzeramento dell'errore a regime anche per segnali di riferimento e disturbi costanti, per contro viene introdotto uno sfasamento in ritardo di 90° . L'azione derivativa tende invece ad amplificare il rumore di misura, per questo motivo nel modello computazionale è stato implementato un controllore PI.

Per la MPP il segnale di riferimento è la velocità di rotazione del motore che noi vorremmo realizzare. Questa è ottenuta dal blocco iniziale di definizione del profilo velocità e scalata tramite il raggio del rullo ed il rapporto di trasmissione del riduttore di velocità. Il segnale da controllare è la velocità di uscita dal blocco motore, che nel caso del modello non è affetto da errore di misurazione. La variabile di controllo è invece rappresentata dalla corrente di controllo dell'elettrovalvola, da cui consegue il valore di cilindrata della pompa. Lo schema logico di implementazione del controllore è visibile in Figura 34, dove si possono apprezzare le relazioni con la trasmissione idraulica.

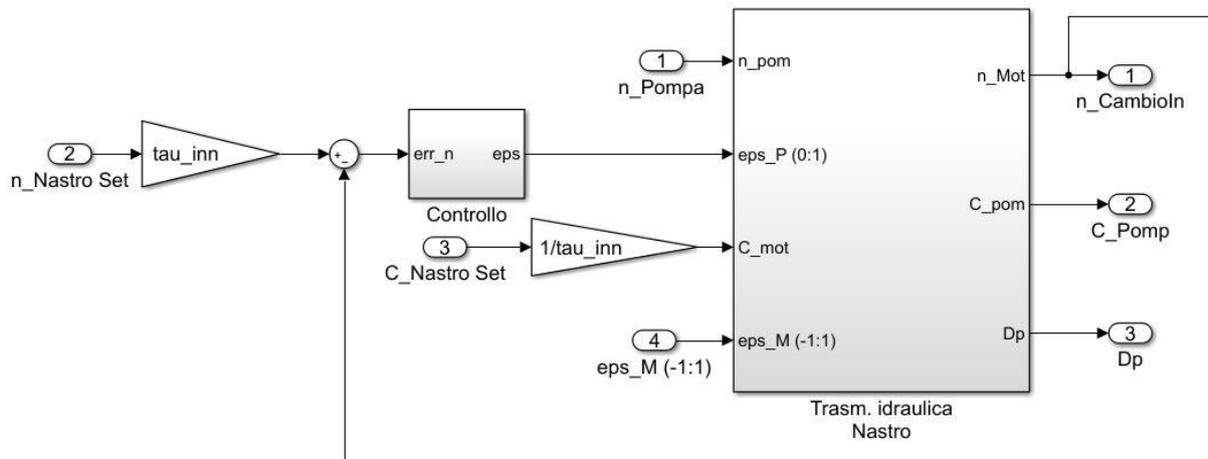


Figura 34 - Schema di implementazione in Simulink del controllore della cilindrata della pompa.

Nella maggior parte delle applicazioni dei controllori PID le leggi che governano i fenomeni in esame non sono note, o non pienamente note come nel caso della MPP. In questi casi per la taratura del regolatore si impiegano metodi automatici, che consentono di pervenire direttamente alla sintesi del regolatore partendo da specifiche prove sperimentali sul sistema. Le prime tecniche di taratura automatica furono proposte da Ziegler e Nichols nel 1942. Gli esperimenti atti a ricavare il modello approssimato devono essere effettuati, in funzione della tecnica impiegata, direttamente sul processo non regolato o sul sistema retroazionato con un particolare regolatore. Nel primo caso si parla di metodi in anello aperto e nel secondo in anello chiuso. Il metodo di Ziegler-Nichols appartiene a quest'ultima categoria ed è stato impiegato per tarare il controllore dell'elettrovalvola. Questa tecnica prevede l'attivazione preliminare della sola azione proporzionale, innalzando il relativo guadagno K_p fino ad una condizione limite di stabilità del sistema, ovvero un'oscillazione perpetua costante della grandezza da controllare. Si otterrà così un guadagno critico $\overline{K_p}$ e un corrispondente periodo di oscillazione \overline{T} . A questo punto i parametri del regolatore, P, PI o PID, vengono definiti come in Tabella 5[18].

	K_p	T_I	T_D
P	$0,5 \cdot \overline{K_p}$		
PI	$0,45 \cdot \overline{K_p}$	$0,8 \cdot \overline{T}$	
PID	$0,6 \cdot \overline{K_p}$	$0,5 \cdot \overline{T}$	$0,125 \cdot \overline{T}$

Tabella 5 - Regole di taratura di Ziegler-Nichols in anello chiuso.

Per il controllo della trasmissione idrostatica del nastro il controllore PI viene posto a monte del segnale di eccitazione dell'elettrovalvola e dunque condizionatore della cilindrata effettiva della pompa. La cilindrata della pompa viene infatti variata agendo sull'inclinazione del piatto oscillante, al variare di questa aumenta o diminuisce la corsa dei pistoni e dunque il volume di fluido movimentato. La posizione del piattello è

controllata tramite un cilindro oleodinamico a semplice effetto, a sua volta regolato tramite elettrovalvola proporzionale. Questa gestisce la pressione agente sullo stantuffo e di conseguenza la sua posizione e l'inclinazione del piatto.

Il sistema di controllo viene modellato, oltre che dal PI, con una funzione di trasferimento del secondo ordine che caratterizza la dinamica del regolatore oleo-meccanico della cilindrata. Tale dinamica è stata valutata acquisendo la variazione di inclinazione del piatto, e dunque variazione di cilindrata, conseguente ad un annullamento del segnale fornito alla valvola. In particolare, essendo la valvola controllata in corrente con segnale compreso tra 4 e 20 mA, viene fatta variare istantaneamente la corrente dal valore massimo a quello minimo (forzante a gradino). In Figura 35 è possibile apprezzare il confronto tra la variazione reale dell'angolo del piatto e quella simulata mediante la funzione di trasferimento.

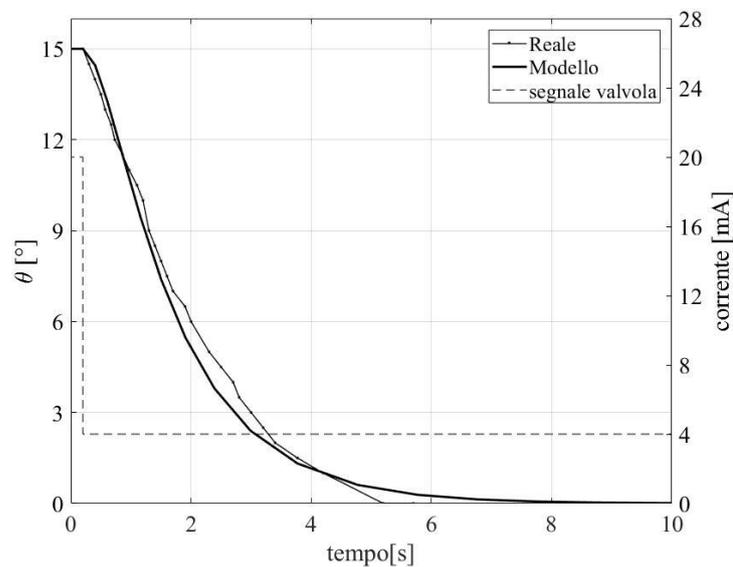


Figura 35 - Confronto tra variazione di posizione angolare del piatto di regolazione cilindrata reale e modellata.

La funzione di trasferimento è stata ricavata sulla base dei dati misurati sperimentalmente. Da questi è stata valutata la costante di tempo τ caratteristica del sistema, ricavata dal tempo di caduta t_c come:

$$t_c = t_{0,1} - t_{0,9} = \tau \cdot \ln 9 \quad (45)$$

dove $t_{0,9}$ e $t_{0,1}$ sono gli intervalli di tempo necessari per ridurre la grandezza valutata dal valore di regime al 90% e 10% di questo rispettivamente.

Definito il modello di controllo e del sistema da controllare si è tarato il controllore PI seguendo il metodo proposto da Ziegler-Nichols. In Figura 36 si può notare l'effetto del controllore P e PI sul sistema per una richiesta di velocità costante. In a) è mostrato l'andamento del segnale elettrico fornito alla valvola, mentre in b) si mostra l'effetto utile finale, ovvero la velocità lineare di avanzamento del nastro. Nell'esempio in

questione il riduttore innesta la prima marcia e la cilindrata del motore idraulico è tenuta costante pari al valore massimo. Al sistema viene richiesta una velocità costante pari a 30 km/h (relativa al nastro).

Il controllore P raffigurato è settato nella sua configurazione che presenta oscillazione continua a regime, come si evince dal grafico. A partire da questa, secondo le relazioni indicate in Tabella 5 si ricavano i parametri per la taratura di un controllore Proporzionale-Integrativo. Tutti i parametri sono mostrati in Tabella 6.

Sempre in Figura 36 si apprezzano le caratteristiche precedentemente citate per questi controllori. In particolare, è facilmente individuabile l'errore a regime del controllore puramente proporzionale, che nel caso in esame risulta essere del 23,5%.

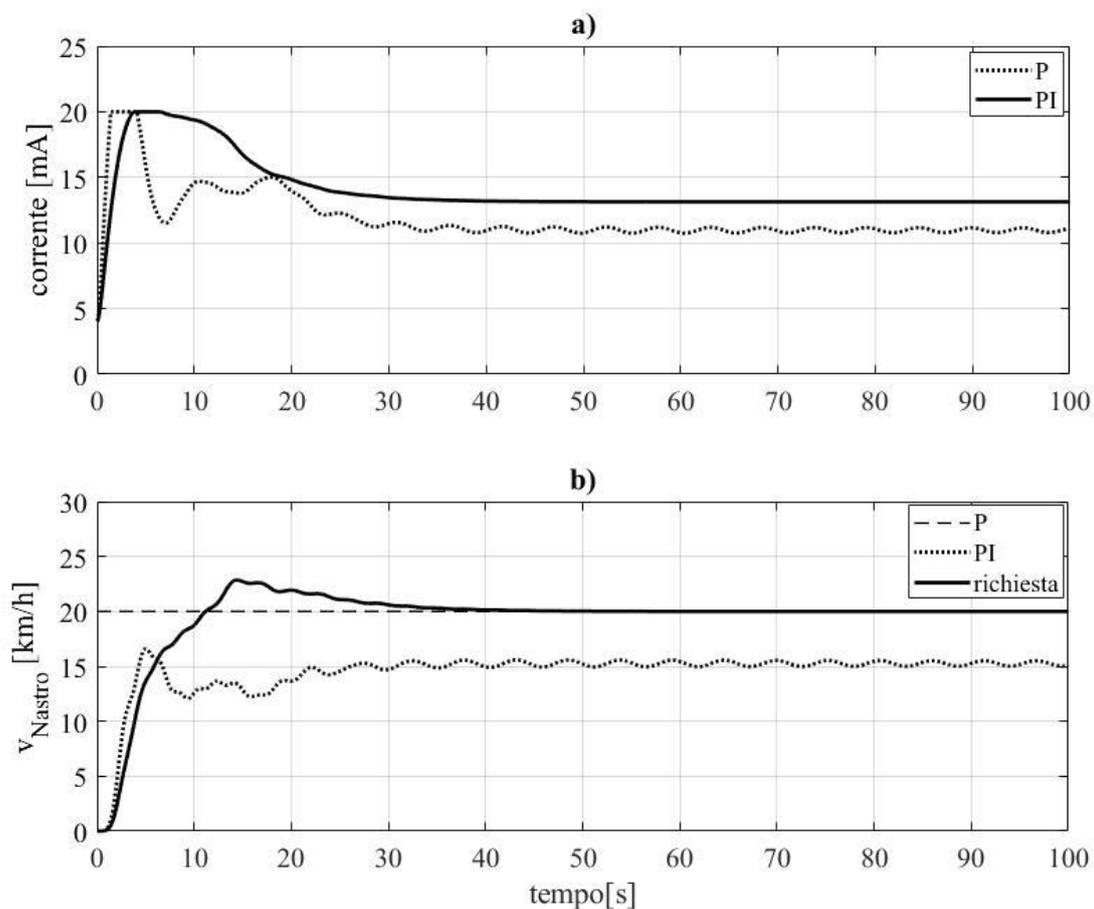


Figura 36 - Confronto tra controllore P e PI.

a) andamento del segnale elettrico all'elettrovalvola, b) andamento della velocità lineare di avanzamento del nastro.

P	$\overline{K}_P [-]$	0,12
	$\overline{T} [s]$	5,251
PI	$K_P [-]$	0,054
	$K_I [-]$	0,01285

Tabella 6 - Parametri di configurazione dei controllori impiegati in Figura 36.

A seguito della prima fase di stima dei parametri, segue una seconda fase in cui i valori vengono variati manualmente al fine di limitare il più possibile l'ampiezza dell'overshoot. Per overshoot si intende la massima differenza positiva tra segnale ottenuto e segnale desiderato. Questa ottimizzazione ha permesso di ridurlo di oltre il 10%, passando da un overshoot iniziale del 19,3% ad uno dell'8,5%. A seguito di questa operazione si ottengono i valori finali dei parametri, mostrati in Tabella 7.

<i>Controllore PI per cilindrata pompa nastro</i>	
$K_P [-]$	0,0395
$K_I [-]$	0,0095

Tabella 7 - Parametri di configurazione finali del controllore PI.

In ultimo si testa il comportamento del controllore in tutte le situazioni di lavoro della macchina. Nel caso specifico sono stati proposti vari profili di velocità con diversi rapporti di riduzione del cambio innestati.

A titolo esemplificativo vengono mostrati due andamenti. In Figura 37 è visibile il comportamento del sistema in risposta ad un profilo di velocità sinusoidale con valor medio non nullo pari a 70 km/h ed un'ampiezza di oscillazione di 15 km/h, ad una frequenza di 0,1 rad/s. Da questo si può notare come l'introduzione della componente integrativa porti ad uno sfasamento, identificabile come il ritardo a regime tra richiesta di velocità e profilo realizzato. In Figura 38 si apprezza invece la risposta del sistema ad un profilo di velocità richiesto da un ciclo guida per l'omologazione delle emissioni di un autoveicolo; in particolare si tratta del ciclo guida UDC (Urban Driving Cycle), facente parte del ciclo guida omologativo europeo NEDC (New European Driving Cycle). In questa simulazione è stata innestata la quarta marcia del riduttore di velocità e la cilindrata del motore idraulico è stata mantenuta costante pari a $\varepsilon_M = 0,85$.

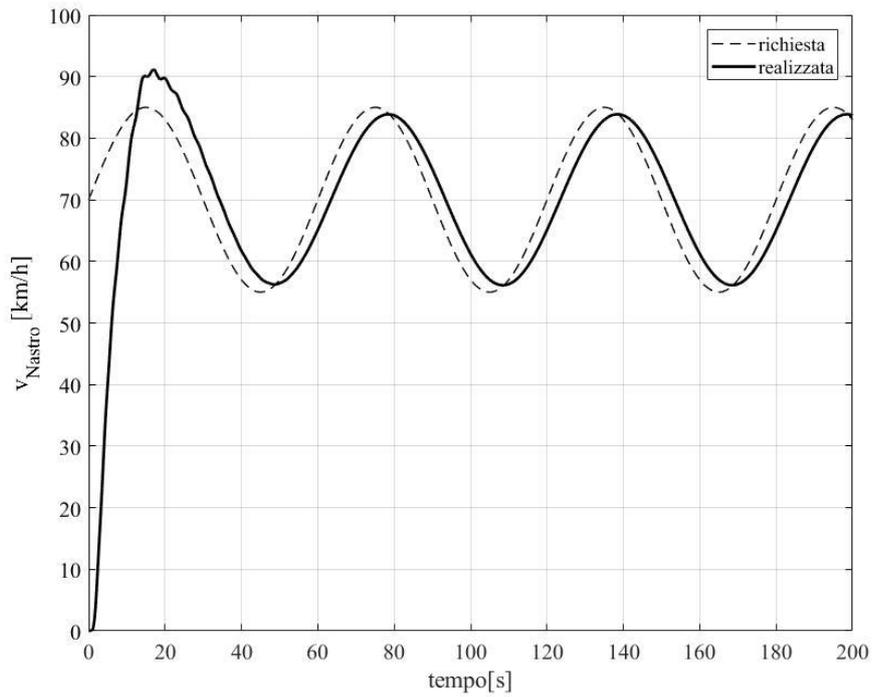


Figura 37 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto sinusoidale ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.

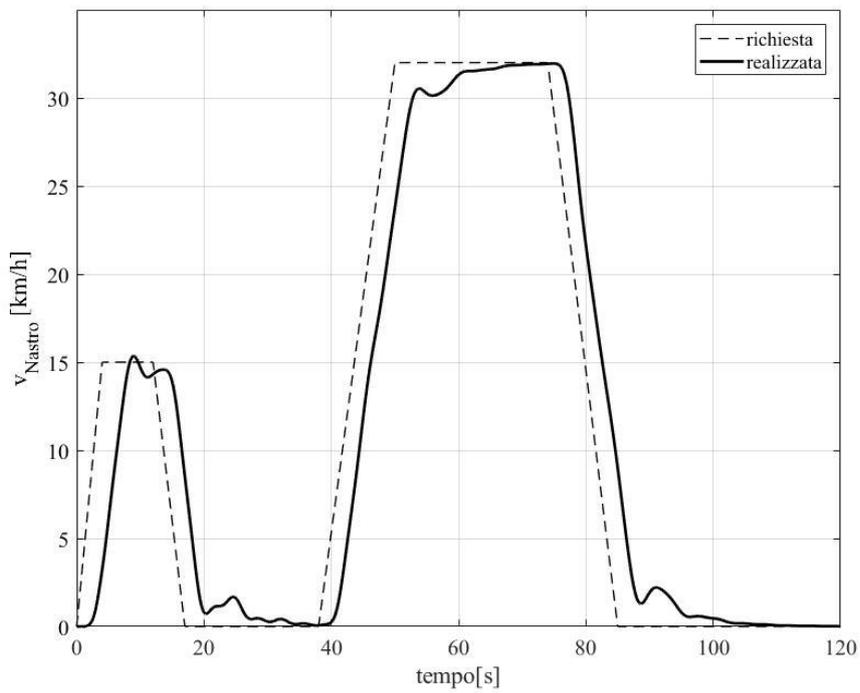


Figura 38 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto dal ciclo omologativo automobilistico UDC ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.

Regolazione con motori elettrici

In ottica di sviluppo del modello computazionale è stato proposto il controllo della pompa della trasmissione ruota. Un primo modello di controllo è stato sviluppato sulla base degli azionamenti attualmente installati sulle macchine. La movimentazione del piattello avviene attraverso una catena meccanica, in particolare, un motore elettrico in corrente alternata trifase attraverso la rotazione del proprio albero muove un attuatore oleodinamico collegato all'organo di regolazione.

È stato così proposto un controllo di tipo booleano. In particolare, il controllore confronta la velocità in uscita dal motore con la velocità richiesta. A seconda della differenza tra le due il motore elettrico viene alimentato per ottenere un senso di rotazione oppure quello opposto, in modo tale da aumentare o ridurre la cilindrata.

In Figura 39 è mostrato l'andamento di velocità ed il relativo segnale di eccitazione del relè, in risposta ad una richiesta di velocità periferica della ruota costante pari a 80 km/h. Analizzando gli andamenti si nota che il controllo risulta insufficientemente preciso e reattivo; inoltre, problema ben più grave, la continua inversione a gradino del segnale elettrico porterebbe ad un danneggiamento in tempi brevi del teleruttore e del motore elettrico.

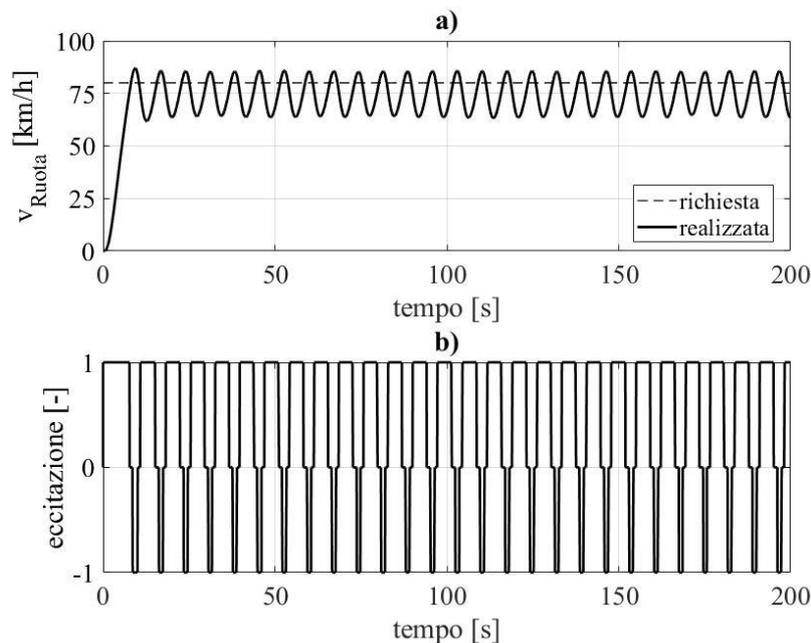


Figura 39 - Controllo di velocità della trasmissione ruota con logica booleana.

a) andamento della velocità di rotazione della ruota; b) andamento del segnale elettrico di eccitazione del teleruttore.

Alla luce dei problemi appena descritti si è ricercata una strategia migliore per il controllo della ruota. L'idea è stata quella di modificare il sistema di attuazione al fine di poter implementare un controllore di tipo Proporzionale Integrativo (PI). Per fare ciò è stato approfondito il meccanismo di variazione della cilindrata.

Il motore asincrono è costituito da una parte fissa, statore, e una mobile rotore. Sul primo vengono disposte un certo numero di coppie di bobine (coppie di poli p) sfasate nello spazio che, tramite un'alimentazione sfasata nel tempo, generano un campo magnetico rotante. Tale campo induce nel circuito di rotore una corrente indotta. Questa genera a sua volta un campo magnetico rotante in senso opposto al precedente. L'interazione tra i due campi porta in rotazione il rotore, che girerà ad una velocità sempre inferiore al campo dello statore. Tale differenza è detta scorrimento s e viene definita come:

$$s = \frac{\omega_0 - \omega_r}{\omega_0} = \frac{n_0 - n_r}{n_0} \quad (46)$$

dove ω_0 è la pulsazione angolare del campo magnetico statorico e ω_r quella del rotore. La pulsazione statorica è definita dal numero di coppie polari p e dalla frequenza di alimentazione f e consegue la velocità di rotazione n_0 del campo:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{p} = \frac{n_0 - n_r}{n_0} ; n_0 = \frac{f}{p} \quad (47)$$

Combinando la (46) e la (47) si ottiene la velocità di rotazione del rotore n_r come:

$$n_r = \frac{f}{p} \cdot (1 - s) \quad (48)$$

Dalla precedente relazione si evince come, alimentando il motore elettrico a frequenza costante, la velocità di rotazione è imposta e costante. Questa tecnica di regolazione, ad oggi funzionante per il motore della trasmissione del nastro ed entrambe le macchine della trasmissione della ruota, si dimostra poco precisa e scarsamente reattiva. Risulta infatti impossibile realizzare brusche variazioni in termini di coppia e velocità in uscita dal motore. Al fine di migliorare le prestazioni del sistema di controllo è stata proposta l'introduzione di un inverter controllabile attraverso un regolatore PID. Un inverter è un convertitore elettronico in grado di manipolare un segnale elettrico; alla grandezza in ingresso vengono variati i parametri di ampiezza e frequenza al fine di generare il voluto segnale in uscita.

Il convertitore di frequenza riceve in ingresso una tensione alternata con frequenza 50 Hz, la converte in tensione continua e nuovamente in alternata con frequenza diversa da quella in entrata. Variando tale parametro, dalla (48), si evince come sia possibile variare la velocità di sincronismo e dunque quella di rotazione in uscita dalla macchina elettrica. Quando la frequenza viene ridotta a valori inferiori a quella nominale (50 Hz), per evitare danni dovuti a saturazione del nucleo ferromagnetico, viene contestualmente ridotta anche la tensione di alimentazione. In questo modo il flusso magnetico rimane costante, da qui il nome di regolazione a flusso costante. Quando invece la frequenza viene portata a valori superiori rispetto alla nominale, la tensione viene mantenuta costante pari al valore nominale. In questo modo si evita

l'aumento delle perdite di potenza dovute alle correnti parassite. Tale regolazione è detta a tensione costante.

Nel corso degli anni sono stati dedicati numerosi progetti del modo della ricerca per la modellazione numerica dei motori asincroni trifase. Nel caso in esame il motore elettrico viene modellato in accordo con l'espressione (48) in quanto l'unica grandezza di interesse in questa applicazione risulta essere la velocità di rotazione. Non risulta infatti importante, ai fini del controllo della cilindrata delle macchine idrauliche, una modellazione accurata degli andamenti delle grandezze elettromagnetiche e della coppia meccanica.

Il sistema di controllo sarà realizzato attraverso un controllore a guadagno proporzionale-integrativo che avrà il compito di regolare la frequenza di alimentazione del motore elettrico. Avrà dunque un controllo diretto sull'inverter ed in particolare sul generatore del segnale portate. La grandezza uscente dal sistema di controllo sarà la cilindrata della macchina; a tale scopo, a seguito del modello di motore elettrico viene posto un blocco di integrazione della velocità di rotazione. In questo modo si ottiene lo spostamento angolare che, attraverso un accoppiamento con vite senza fine, diviene lineare e dunque direttamente agente sul cilindro di regolazione. Al fine di ottenere effettivamente una cilindrata normalizzata, dunque compresa tra 0 e 1 (per una pompa) o -1 e +1 (per un motore) si inserisce uno stadio di normalizzazione; con questo la rotazione effettivamente compiuta dall'albero motore viene rapportata alla rotazione necessaria per passare dalla cilindrata minima alla cilindrata massima, con massima velocità angolare del motore elettrico.

Nell'esempio seguente il controllore descritto viene applicato alla trasmissione idraulica della ruota. In particolare il controllore agirà sulla regolazione della cilindrata della pompa, mentre la cilindrata del motore verrà mantenuta costante.

Il controllore viene tarato secondo la procedura ad anello chiuso di Ziegler-Nichols, la medesima del caso precedente. Al termine dell'operazione di ottimizzazione si ottengono i parametri di configurazione del controllore mostrati in Tabella 8.

<i>Controllore PI per cilindrata pompa ruota</i>	
K_P [-]	507
K_I [-]	8,4

Tabella 8 - Parametri di configurazione finali del controllore PI.

Per validare il modello, viene richiesto al sistema di riprodurre alcuni profili di velocità. In particolare, vengono impiegati gli stessi profili proposti per la validazione del controllore impiegato per la regolazione della trasmissione idraulica del rullo. In Figura 40 è infatti possibile apprezzare la risposta del modello ad una richiesta di velocità sinusoidale, di valore medio 70 km/h con ampiezza di oscillazione 15 km/h e frequenza pari ad 0,1 rad/s.

In Figura 41 è visibile invece la risposta del sistema ad una richiesta di profilo di velocità tipica del ciclo guida omologativo per autoveicoli NEDC. In entrambe le simulazioni la cilindrata del motore idraulico è stata mantenuta costante pari al valore massimo, $\varepsilon_M = 1$.

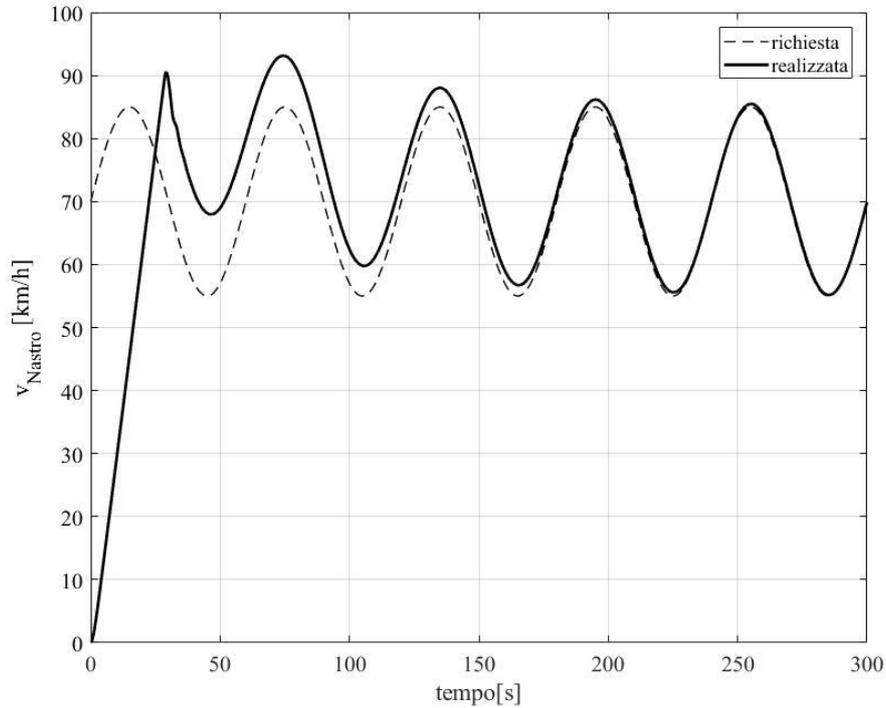


Figura 40 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto sinusoidale ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.

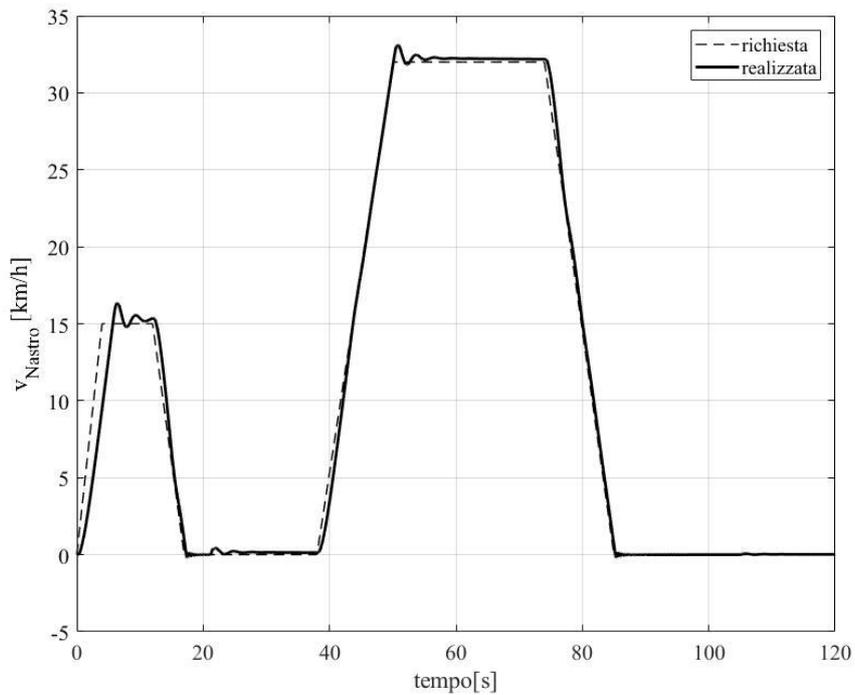


Figura 41 - Confronto tra il profilo di velocità richiesto dal ciclo omologativo automobilistico UDC ed il profilo realizzato dal sistema controllato con PI.

Dal confronto di queste ultime figure con le precedenti, relative alla trasmissione del nastro, si apprezza come le inerzie, molto più contenute e concentrate per la trasmissione idraulica della ruota, rendano questo sistema molto più reattivo dinamicamente. In entrambe le simulazioni si evidenzia infatti come, dopo un leggero ritardo nella partenza, la ruota raggiunge velocemente le condizioni di regime, riuscendo dunque a seguire in modo molto più accurato e preciso il profilo richiesto.

Risulta dunque che la ruota, e tutta la trasmissione ad essa collegata, sia più incline a gestire transitori e rapide variazioni delle condizioni di moto. Al contrario, la superficie di simulazione della strada e l'annessa trasmissione, risulta poco adatta a prove in condizioni transitorie. Molto più performante in condizioni stazionarie invece, dove è in grado di garantire una limitatissima variazione del proprio moto.

4.4 Sistema nastro

Elemento fondamentale e principale della MPP è il nastro d'acciaio che simula la superficie stradale. Esso viene movimentato dal rullo motore e posto in trazione dal rullo folle.

In particolare, l'asse di rotazione del rullo folle non è fisso, ma mobile grazie a due slitte. Tale rullo può dunque essere avvicinato o allontanato dal proprio gemello. Per realizzare tale operazione si agisce attraverso due servocilindri oleodinamici a doppio effetto, con un'estremità fissa e l'altra incernierata sul mozzo del rullo. Ogni attuatore è dotato di un trasduttore magnetostriativo per il controllo della posizione dello stelo. Il controllo della pressione dell'olio è invece realizzabile grazie al trasduttore di pressione, collocato sul condotto di alimentazione della camera di uscita dello stantuffo. L'alimentazione è regolata per mezzo di una elettrovalvola proporzionale a quattro vie e tre posizioni (4/3), azionata elettricamente tramite due solenoidi opposti, ciascuno operante alternativamente in modo progressivo. Presenta una caratteristica di portata simmetrica in funzione del segnale di alimentazione che viene fornito dal PLC. In Figura 42 è raffigurato lo schema oleodinamico del sistema nastro con tutti i suoi componenti. Oltre ai già citati servocilindri (1), trasduttore di posizione (2), trasduttore di pressione (3), elettrovalvola proporzionale (4), sul ramo di alimentazione dell'attuatore troviamo una valvola di ritegno elettrica (5); questa viene alimentata insieme alla pompa (6) e si trova dunque in una posizione aperta quando il sistema è alimentato. La pompa utilizzata è di tipologia ad ingranaggi interni a cilindrata fissa ed è alimentata tramite un motore asincrono trifase (7) di potenza nominale 15kW a 4 poli; ne consegue dunque una velocità di rotazione costante di 1500 rpm.

A monte dell'elettrovalvola, sui canali di pressione e scarico, sono collegati due accumulatori idropneumatici (8), mentre i due canali sono collegati da una valvola limitatrice di pressione (9) tarata a 160 bar. Sul canale in pressione trova collocamento anche il gruppo di condizionamento (10), composto da un filtro in pressione ed un pressostato. A valle del gruppo è posta una valvola di ritegno passiva (11) per impedire il reflusso del fluido verso la pompa.

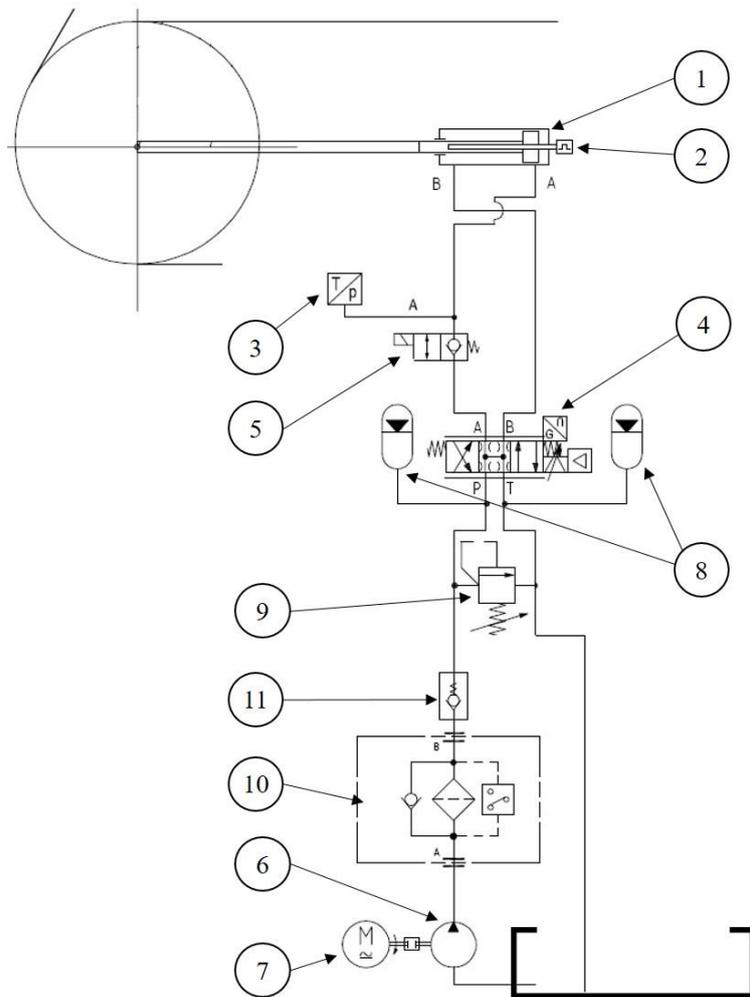


Figura 42 - Schema oleodinamico del sistema nastro.

La mobilità del rullo folle è richiesta per due ragioni fondamentali: la prima riguarda la necessità di tensionare il nastro affinché questo possa essere posto in movimento, la seconda la necessità di controbilanciare gli sforzi laterali che si sviluppano nella zona di contatto nastro-pneumatico. Le forze laterali generate dallo pneumatico si scaricano sul nastro, imponendo ad esso spostamenti in direzione perpendicolare rispetto alla velocità di avanzamento, tendono a sfilare il nastro dai rulli. Tale controllo verrà dettagliatamente descritto nella sezione successiva.

4.4.1 Caratterizzazione meccanica del nastro

Per realizzare le azioni precedentemente citate, è necessaria una conoscenza dettagliata della caratteristica meccanica del sistema e del nastro in particolare. Tale conoscenza permette di scongiurare qualsiasi tipologia di danni alle componenti, in primis il nastro che corre il rischio di subir alterazioni della propria struttura, come ad esempio uno snervamento.

Non avendo a disposizione dati tecnici specifici del nastro d'acciaio si è provveduto a caratterizzarlo mediante prove sperimentali svolte direttamente sulla MPP. In particolare, è stata valutata la caratteristica meccanica attraverso prove di trazione svolte direttamente sulla macchina con nastro avvolto sui rulli.

Il nastro viene posto in trazione agendo sui due cilindri, imponendo ad essi lo stesso valore di posizione e pressione e controllandoli attraverso i trasduttori. Viene dunque implementato tramite PLC un semplice controllo retroazionato con i segnali provenienti dai due sensori. In particolare, viene stabilito un valore desiderato di posizione o pressione, il controllore regolerà dunque il segnale di input dell'elettrovalvola proporzionale a seconda dei valori misurati dai trasduttori.

In Figura 43 viene invece schematizzato il diagramma di corpo libero di rullo folle e nastro sotto l'azione dei due servocilindri. Con F_1 e F_2 si indicano le forze sviluppate dai due stantuffi, funzione della geometria degli stessi (area utile S) e delle condizioni di lavoro del fluido (pressione p). Essendo cilindri a doppio effetto, la forza agente, sviluppata dallo stelo, è data dall'equilibrio tra le due camere:

$$F = p_A \cdot S_A - p_B \cdot S_B \quad (49)$$

dove con pedice A si indica la camera di uscita, ovvero la camera nella quale agisce il fluido per ottenere una corsa di uscita dello stelo, e con pedice B la camera di rientro. Con T_1 e T_2 si indicano invece le conseguenti forze che si sviluppano nel ramo superiore ed inferiore del nastro.

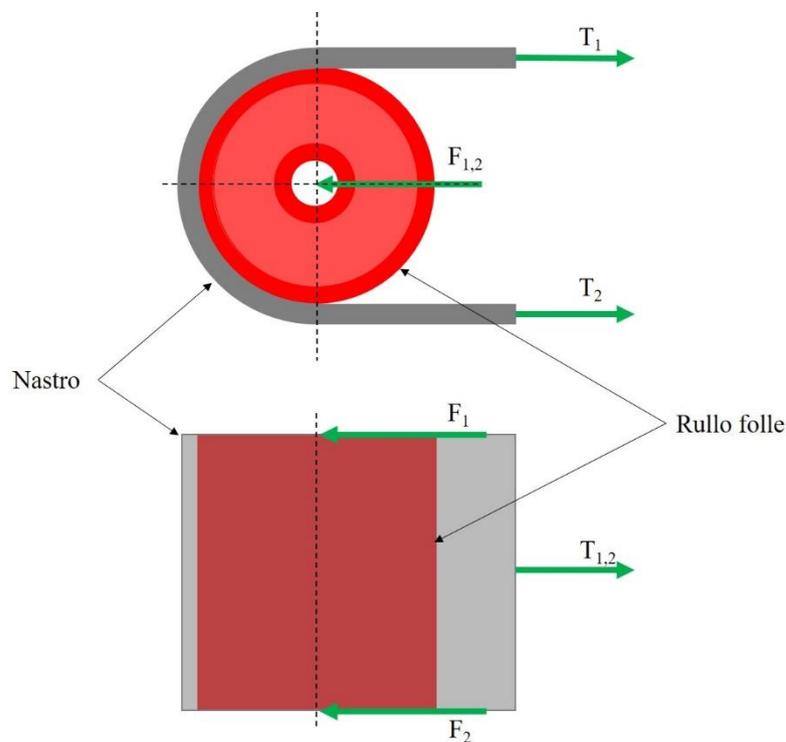


Figura 43 - Diagramma di corpo libero di rullo folle e nastro, sotto l'azione dei servocilindri.

Dall'equilibrio delle forze risulta:

$$F_1 + F_2 = T_1 + T_2 \quad (50)$$

Imponendo che le forze applicate dai cilindri siano uguali, in quanto soggetti alla stessa pressione imposta dal controllo, e che anche lo stato tensionale del ramo superiore del nastro sia uguale a quello inferiore, essendo il rullo folle,

$$F_1 = F_2 = F \quad T_1 = T_2 = T \quad (51)$$

si ottiene dunque:

$$F = T \quad (52)$$

Il nastro si trova in uno stato di tensione approssimabile come trazione pura. Lo sforzo a cui è sottoposto è calcolabile come:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (53)$$

dove A è la sezione trasversale del nastro.

Per l'esecuzione della prova vengono applicati due estensimetri elettrici a resistenza (EER) monoassiali, sulla superficie superiore del nastro. L'obiettivo delle prove svolte con estensimetri è quella di misurare la variazione di resistenza del filo conduttore dovuta all'allungamento, per apprezzare tale variazione è necessario utilizzare un circuito di collegamento in grado di fornire un segnale amplificato. Per questo motivo viene realizzato un ponte di Wheatstone.

Il dispositivo elettrico viene impiegato in configurazione a mezzo ponte, come schematizzato in Figura 44, su due lati opposti vengono collegati gli estensimetri e sui due rami rimanenti le resistenze. Alle diagonali del ponte vengono invece collegate la sorgente di tensione ed il dispositivo di lettura.

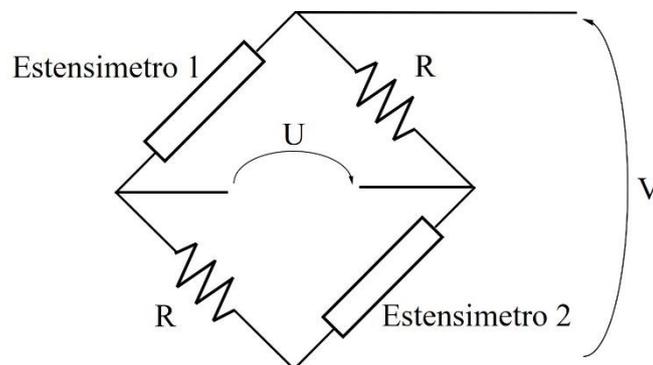


Figura 44 - Collegamento a ponte di Wheatstone degli estensimetri.

Tale circuito permette di misurare la variazione di resistenza leggendo la differenza di potenziale U , detta tensione di sbilanciamento, che si genera ai capi non alimentati del ponte. Il legame tra tensione di alimentazione V e sbilanciamento è definita da:

$$U = \frac{V}{4} \cdot \left(\frac{\Delta R_I}{R_I} - \frac{\Delta R_{II}}{R_{II}} + \frac{\Delta R_{III}}{R_{III}} - \frac{\Delta R_{IV}}{R_{IV}} \right) \quad (54)$$

che nel caso in esame, essendo R costante e gli estensimetri uguali sottoposti alla stessa sollecitazione e dunque stessa deformazione, si può ridurre a:

$$U = V \cdot \frac{K}{4} \cdot (\varepsilon_I + \varepsilon_{III}) = V \cdot \frac{K}{4} \cdot 2 \cdot \varepsilon \quad (55)$$

Il sistema di alimentazione ed acquisizione del segnale di sbilanciamento viene gestito tramite Controllore Logico Programmabile (PLC) Beckhoff. In particolare, il ponte viene collegato attraverso l'apposita scheda di input analogica EL3351. In Tabella 9 vengono riassunte le principali caratteristiche tecniche degli estensimetri e del circuito di misurazione.

Resistenza estensimetri [Ω]	120
Strain gauge factor K [-]	2,07
Resistenza R [Ω]	120
Tensione alimentazione [V]	5

Tabella 9 - Caratteristiche tecniche di estensimetri e circuito di misurazione.

Dalle misurazioni si determinano le variazioni elastiche del materiale, dalle quali è possibile risalire allo stato di sforzo per mezzo del modulo di Young E :

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (56)$$

e confrontare il valore con quello preventivamente calcolato in funzione delle condizioni di lavoro del fluido (pressione) e dei dati geometrici del cilindro.

Dalle prime prove svolte è emersa una criticità che, almeno in questa prima fase, rende impossibile la quantificazione dello stato tensionale imposto al nastro. Infatti la pressione nella camera B risulta essere decisamente diversa dalla pressione nel circuito di scarico. È quindi necessaria una sua misurazione mediante un secondo trasduttore di pressione che è attualmente in fase di acquisizione. Non essendo noto il valore di p_B non è infatti possibile risalire al corretto valore della forza esercitata dallo stantuffo sul rullo e di conseguenza sul nastro. Risulta comunque realizzabile e significativa una prova qualitativa dell'andamento delle deformazioni al crescere di pozione, intesa come corsa dello stantuffo, e pressioni realizzate. Con tale obiettivo vengono realizzate corse continue dei due stantuffi e contestualmente acquisiti i valori di posizione, pressione, tensione di alimentazione del ponte e tensione di sbilanciamento dello stesso. Attraverso la relazione (55) si potrà dunque ottenere la deformazione imposta al nastro.

In Figura 45 si mostra l'andamento della deformazione del nastro e della pressione valutata dal trasduttore in funzione della posizione dello stantuffo. Per posizione è intesa la posizione istantanea media tra i due stantuffi, non essendo perfettamente uguali istante per istante; esiste infatti una piccola differenza tra le due posizioni, seppur minima, di circa 0,2 mm. Lo stesso ragionamento è applicato al valore di pressione, valutata come media delle pressioni misurate dai traduttori su ciascun cilindro.

Per posizioni, e dunque corse dello stantuffo, inferiori ai 35 mm non si ha una deformazione del nastro, ma semplicemente un suo adattamento alla posizione finale. In questa fase la pressione si assesta a 68 bar, necessaria per avere la movimentazione del sistema. La mancanza di deformazione è riconducibile al fatto che il nastro e il rullo non si trovano ancora a contatto, di conseguenza non è ancora realizzata una condizione di tensionamento del nastro.

A partire da 35 mm si assiste ad una crescita sia della deformazione che della pressione applicata nella camera A del servocilindro. In questa condizione il nastro avvolge le parti semicilindriche esterne di ciascun rullo; di conseguenza per continuare la corsa di uscita dello stelo è necessario un incremento continuo della pressione agente sullo stantuffo, in quanto alla pressione agente sull'altra faccia si somma ora la resistenza alla deformazione esercitata dal nastro. In termini di pressioni si raggiungono valori compresi tra 110 e 115 bar circa. L'andamento lineare di entrambe le quantità rivela con assoluta certezza che si è nel campo di deformazione elastica del nastro d'acciaio. Il sistema on è in grado di tendere ulteriormente il nastro, di conseguenza non ci sono rischi di arrivare a condizioni di snervamento ed indurre dunque deformazioni plastiche non reversibili. Qualora si decidesse in futuro di realizzare un maggior tiro del nastro, si dovrà operare sulla valvola di pressione ed innalzare il valore limite oltre i 160 bar attualmente previsti.

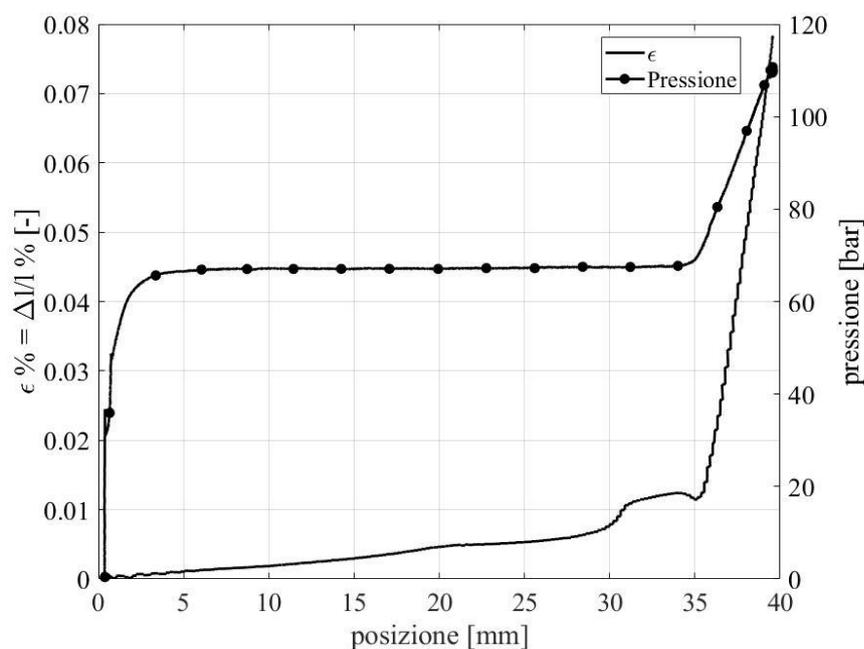


Figura 45 – Deformazione del nastro e pressione al variare della posizione dello stelo dei servocilindri.

4.4.2 Modello cinematico-dinamico del nastro

Il sistema nastro, già ampiamente descritto nella sezione precedente, ricopre un ruolo fondamentale e delicato all'interno del macchinario completo. Il nastro d'acciaio rappresenta una superficie di simulazione stradale piana ed infinita. Esso viene avvolto su due grandi rulli, il cui interasse è variabile agendo sui due servocilindri indicati in Figura 42. Questi permettono inoltre di inclinare l'asse di rotazione del rullo folle, entro i limiti imposti dai cuscinetti volventi orientabili impiegati per il sostegno dello stesso.

In condizioni ideali, un tensionamento corretto, ovvero uniforme, del nastro è garantito dal parallelismo degli assi di rotazione dei rulli. Nella realtà tale condizione non è sufficiente. A causa delle incertezze geometriche nella forma del nastro e dei rulli infatti, potrebbe essere necessaria un'inclinazione dell'asse del rullo folle al fine di ottenere una distribuzione uniforme delle tensioni. In condizione di tensionamento corretto il nastro, posto in movimento senza essere in contatto con la ruota, mantiene la propria posizione, a meno di microsliittamenti dovuti ad imperfezioni geometriche o impurità. Osservando infatti lo schema di Figura 46 si nota che la forza laterale, frutto della scomposizione della forza risultante applicata dai due servocilindri, viene compensata dalla forza di attrito agente sulla superficie di contatto rullo-nastro. Un aumento dell'angolo di inclinazione α implica un aumento della componente laterale; quando questa supera l'azione resistente dell'attrito, si verifica uno slittamento. Durante tale traslazione le due forze raggiungono una nuova condizione di equilibrio stabilizzando la posizione reciproca tra le due superfici. Si possono dunque definire due condizioni di equilibrio statico (cioè a nastro non rotante), una di aderenza ed una di slittamento, definite come segue:

$$\begin{cases} f_s(F_1 + F_2) \cos \alpha > (F_1 + F_2) \sin \alpha & \text{aderenza} \\ (F_1 + F_2) \sin \alpha = f_d(F_1 + F_2) \cos \alpha \rightarrow \alpha > \tan^{-1} f_s & \text{slittamento} \end{cases} \quad (57)$$

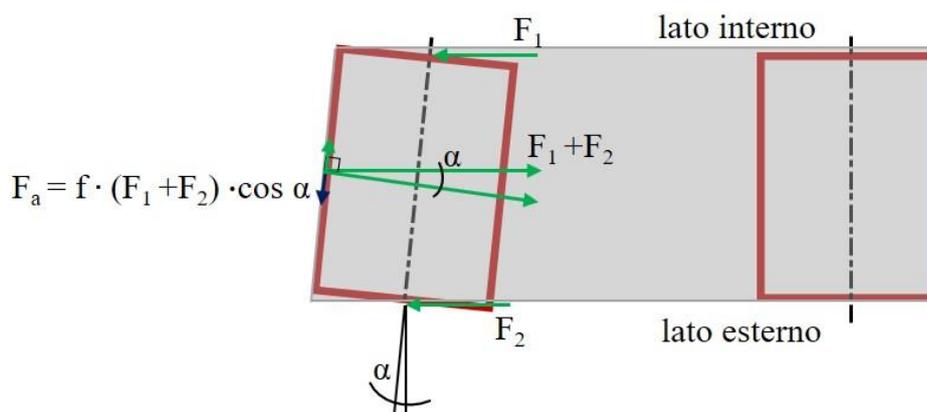


Figura 46 - Diagramma di corpo libero del sistema nastro in condizioni di corretto tensionamento.

Qualora il sistema (nastro e rulli) venga posto in rotazione si passa da una condizione statica ad una dinamica, con conseguente riduzione del coefficiente d'attrito da f_s a f_d . Ne consegue una riduzione del valore dell'angolo critico che distingue la fase di aderenza da quella di slittamento. Per meglio comprendere

i fenomeni in gioco in questa situazione è stata realizzata una prova sperimentale: sono stati registrati i valori di traslazione laterale conseguenti ad un giro completo del nastro ed al variare dell'angolo di inclinazione del rullo folle. I risultati ottenuti sono riportati in Figura 47, dove la traslazione al giro del nastro viene diagrammata in funzione della differenza di posizione dei due servocilindri. Da questi risultati è possibile ricavare la condizione di tensionamento uniforme, ricercando la configurazione che annulla lo spostamento. Emerge in modo evidente che tale condizione non è garantita da un'uguale corsa dei due steli, ovvero ascissa nulla. Il tensionamento uniforme si realizza con una corsa del cilindro interno inferiore di circa 1,5 mm rispetto a quello esterno. La motivazione di tale squilibrio può dipendere dalle imperfezioni geometriche di nastro e rullo o da un montaggio non perfettamente simmetrico del sistema oleodinamico di tensionamento. Lo stato di tensione del flessibile non potrà essere controllato agendo sulla posizione degli stantuffi. Risulta quindi imprescindibile l'informazione di forza esercitata dagli steli, dunque l'informazione di entrambe le pressioni agenti sui singoli stantuffi. Dai risultati ottenuti si apprezza chiaramente una relazione lineare tra l'inclinazione del rullo e lo spostamento del nastro.

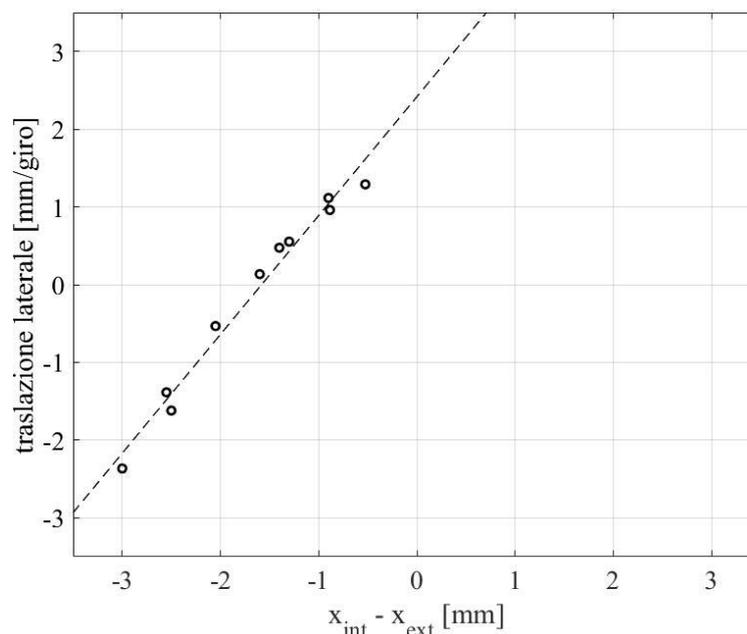


Figura 47 - Relazione tra spostamento laterale del nastro e differenza di posizione dei servocilindri.

Grazie ai dati raccolti ed alla relazione lineare ricavata è possibile modellare il sistema nastro ed in particolare la legge con cui questo si muove. Gli input del sistema saranno le due posizioni dei servocilindri (x_{int} e x_{ext}) e la velocità di rotazione n del rullo motore. In uscita si ottiene lo spostamento laterale y come:

$$y = \int_0^t [1,5286(x_{int} - x_{ext}) + 2,4167] \frac{D}{L} \cdot n \, dt \quad (58)$$

dove L è la lunghezza del nastro (pari a 5,6 m) e D il diametro dei rulli (1 m), questi consentono di correlare la velocità di rotazione del rullo con la frequenza di rotazione del nastro.

Per bilanciare questi effetti, il controllore, realizza una corsa maggiore dello stantuffo concorde rispetto al senso di sfilamento, ed una corsa minore per l'altro stantuffo. Osservando ad esempio la rappresentazione di Figura 46 ed ipotizzando uno spostamento del nastro verso il lato interno, verrà richiesta una corsa maggiore al cilindro interno ed una minore a quello esterno. L'angolo di inclinazione dell'asse si ridurrà di conseguenza. In questo modo le forze d'attrito che agiscono sulla superficie semicilindrica di contatto tra nastro e rullo, per loro natura di verso opposto allo spostamento, vengono amplificate essendo funzione del coseno dell'angolo. La forza laterale tenderà invece a decrescere essendo in prima approssimazione direttamente proporzionale all'angolo α . In questo modo si realizzerà una nuova condizione di equilibrio in cui si arresta il movimento laterale del nastro e sarà possibile invertirne il verso di movimento per ricentrarlo.

4.4.3 Controllo del sistema nastro (versione 1.0)

Il sistema di controllo e compensazione delle traslazioni del nastro è composto dai due cilindri oleodinamici, i sensori di posizione e pressione degli stessi e viene retroazionato grazie al segnale di posizione del nastro fornito dal micrometro laser descritto nel capitolo 3.1. Tale micrometro, posizionato nella zona piana del ramo superiore del nastro, rileva gli spostamenti laterali dello stesso con risoluzione pari a 0,01 mm. L'elaborazione dei dati raccolti dai vari sensori e le conseguenti scelte di attuazione vengono gestite dal PLC, con un apposito programma incaricato di mantenere lo stato tensionale e la corretta posizione del nastro.

L'attuazione dei due pistoni è realizzata in modo tale da rendere i due indipendenti, come si apprezza nello schema di Figura 42. Tale configurazione nasce con una duplice finalità: tensionare in modo uniforme il nastro e consentire il controllo e la compensazione delle traslazioni laterali dello stesso durante il suo moto.

La prima versione implementata del sistema di controllo è articolata sostanzialmente in due fasi distinte. La prima fase si occupa di garantire il pretensionamento del flessibile in base alla richiesta dell'operatore. La seconda fase è quella che può essere definita come controllo vero è proprio; in essa un sistema di posizionamento ed un controllore PI lavorano sinergicamente al fine di garantire il mantenimento della corretta posizione del nastro.

Fase I - Pretensionamento

Il controllore logico, ricevuta l'informazione di pressione richiesta dall'operatore tramite pannello di interfaccia, si occupa di realizzare tale condizione. A tale scopo viene fornito ad entrambe le elettrovalvole un segnale elettrico in tensione costante, fino a quando il trasduttore di pressione rileva una condizione in grado di soddisfare la richiesta. Raggiunta tale situazione il lato (interno o esterno) è considerato tensionato

ed il valore di posizione raggiunta viene salvata come posizione di riferimento per la successiva fase di controllo.

L'azione appena descritta viene realizzata anche sul secondo lato al fine di soddisfare la condizione di pretensionamento su ambo i lati

Fase II – Controllo della posizione del nastro

La posizione del nastro viene letta dal micrometro laser e confrontata con il valore di riferimento stabilito a priori. In questo modo viene definita la variabile di errore, elaborata dal controllore proporzionale integrativo. Questo produce un segnale di correzione che verrà riportato sulla posizione di riferimento dei due servocilindri, definita al termine della fase precedente, per ottenere un valore di posizione obiettivo. La correzione sui due servocilindri è sempre discorde, così facendo si realizzano attuazioni opposte al fine di inclinare l'asse di rotazione del rullo mantenendo però fisso il suo punto centrale.

I parametri di configurazione del controllore PI sono stati valutati sulla base di prove sperimentali, valutando la reattività del sistema. I guadagni ritenuti più idonei per la configurazione attuale della macchina, senza contatto ruota-nastro dunque, sono mostrati in Tabella 10.

<i>Controllore PI per sistema nastro</i>	
K_P [–]	2
K_I [–]	2,5
Correzione massima [mm]	6

Tabella 10 - Parametri di configurazione del controllore PI del sistema nastro (versione 1.0).

Il sistema di posizionamento, riceve in ingresso due valori di posizione, uno di obiettivo e l'altro misurato in tempo reale dal relativo trasduttore. Si realizza un controllo avanzato di tale asse, generando il segnale elettrico fornito alla valvola proporzionale. Alla realizzazione di tale segnale concorrono diversi fattori, oltre alle già citate posizioni, sono considerate la velocità di movimento, l'accelerazione con cui la velocità deve variare, lo spazio di frenata e dunque la decelerazione. Per questo controllo vengono fissati due valori di velocità, una per lo spostamento rapido ed una per lo spostamento lento. La scelta di una piuttosto che l'altra avviene confrontando la corsa da compiere con un valore di distanza da percorrere a bassa velocità definito a priori. Il passaggio dalla bassa all'alta velocità, e viceversa, avviene con un moto uniformemente accelerato (o decelerato) definito da un valore di accelerazione massima predefinito. In questo controllo tutti i parametri arbitrari (velocità, accelerazioni, ecc..) sono uguali per entrambi i servocilindri, basati sull'esperienza sperimentale.

Prove e considerazioni

Il controllo descritto nel presente capitolo è stato implementato nella logica del PLC e sperimentalmente testato per individuarne pregi e difetti. I valori dei parametri impiegati durante le prove sono indicati in Tabella 11.

<i>Sistema di posizionamento dei servocilindri</i>	
Segnale avanzamento rapido [V]	0,7
Segnale avanzamento lento [V]	0,3
Segnale accelerazione [V/s]	0,7
Distanza di avanzamento lento [mm]	5

Tabella 11 - Parametri di configurazione del sistema di posizionamento dei servocilindri.

Dalle prime prove è emerso in modo evidente che la realizzazione di una posizione di riferimento equivalente non garantisce uno stato tensionale del nastro uniforme, condizione fondamentale per un controllo efficace e stabile del flessibile in movimento. Aspetto che è stato già ampiamente evidenziato nel capitolo 4.4.2.

In Figura 48 è possibile apprezzare l'importanza di questa condizione: viene mostrato l'andamento della posizione assunta dal nastro durante il suo movimento e misurata dal micrometro. Nella parte superiore si mostra l'andamento assunto a seguito di uno stato tensionale iniziale uniforme, nella parte inferiore partendo da uno stato tensionale squilibrato. Entrambe le prove sono state realizzate senza il contatto ruota-nastro. Nella prova con stato tensionale non uniforme, il controllore tenta di inseguire una condizione di obiettivo (posizione di riferimento) squilibrata causata dallo squilibrio iniziale; si apprezzano infatti spostamenti importanti, di almeno un ordine di grandezza superiori rispetto alla condizione equilibrata. La scelta della posizione di riferimento dei due cilindri, basata sulla pressione misurata, non risulta dunque efficace per la realizzazione di uno stato tensionale uniforme utile al successivo controllo del flessibile in movimento.

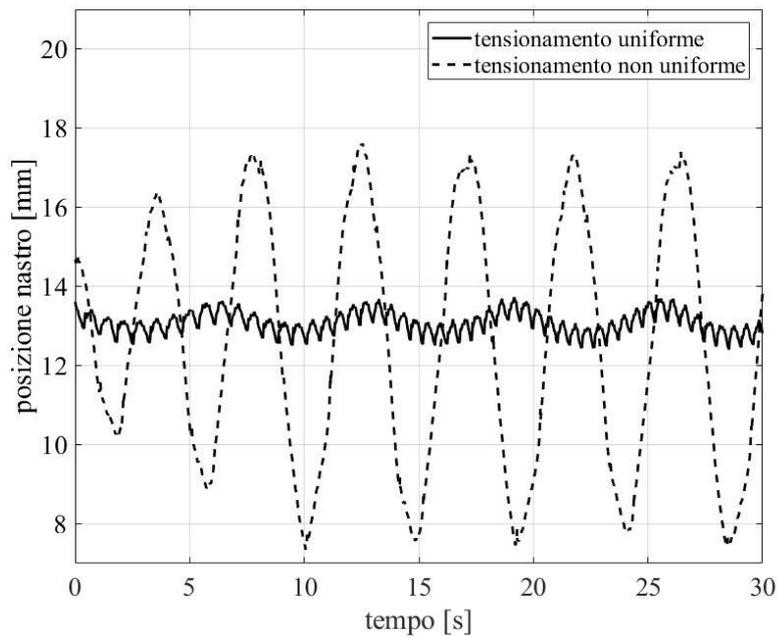


Figura 48 - Confronto del controllo della posizione del nastro in condizione di pretensionamento uniforme e di pretensionamento non uniforme.

Con il contatto ruota-nastro le traslazioni verrebbero amplificate dalle grandi forze scambiate, rendendo dunque altamente instabile e non controllabile il flessibile, qualora il pretensionamento non fosse uniforme. Risulta quindi fondamentale ed imprescindibile tale condizione al fine del controllo e della sicurezza, sia per la macchina che per gli operatori.

In secondo luogo si è rivelata scorretta la scelta di configurazione del controllore con parametri costanti. Emerge infatti la necessità di un controllore in grado di adattarsi ai diversi campi di velocità in cui opera la macchina. Riprendendo infatti la condizione di corretto tensionamento mostrata in precedenza, senza modificare alcun parametro di configurazione (cilindrata pompa, motore, tensionamento, velocità di attuazione, ecc..), ma passando solamente dalla prima alla seconda marcia del riduttore si apprezza un evidente peggioramento nel controllo del nastro. Come si apprezza in Figura 49, anche in questo caso lo spostamento laterale del flessibile cresce di un ordine di grandezza.

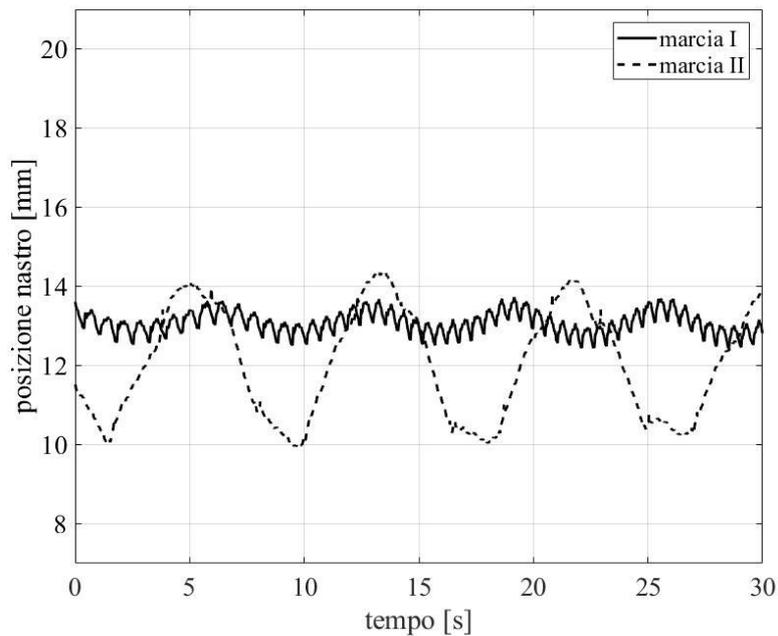


Figura 49 – Confronto per diverse velocità (conseguenti alla marcia innestata) del controllo di posizione del nastro con PI a parametri costanti.

In ultimo in Figura 50 è possibile apprezzare l'andamento temporale delle posizioni assunte dai due servocilindri. Si mostra in modo evidente la correzione discorde sui due attuatori, quando l'interno presenta velocità positiva l'esterno presenta velocità negativa e viceversa.

La scelta di attuazione con segnali elettrici uguali in modulo per entrambi risulta invece scorretta. I due sottosistemi si dimostrano non simmetrici, per cui un identico segnale di input (tensione) produce un output (velocità) differente. Tale imperfezione, si ripercuote sull'inclinazione dell'asse di rotazione del rullo. Per valutare questa grandezza nel grafico è mostrata la posizione media tra i due servocilindri, che si vorrebbe fosse costante. I dati dimostrano invece che tale condizione non è realizzata, proprio a causa del diverso comportamento dei due sistemi di attuazione.

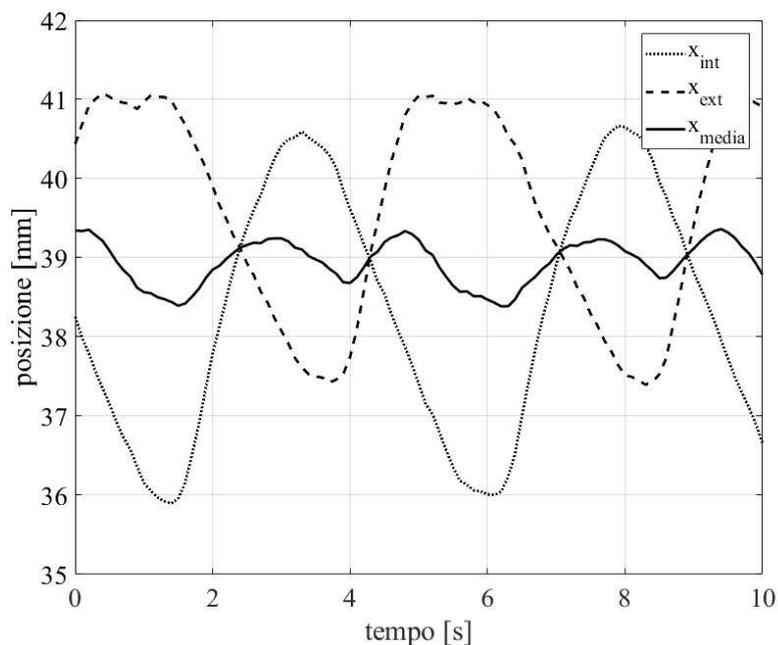


Figura 50 - Andamento delle posizioni dei servocilindri e della posizione media durante la fase di controllo.

Si conclude che questa strategia di controllo non risulta soddisfacente in quanto non rispetta le caratteristiche richieste per un funzionamento corretto in condizioni di sicurezza, per il macchinario e l'ambiente circostante.

4.4.4 Modello del sistema di attuazione

Al fine di realizzare una strategia di controllo degli spostamenti laterali del nastro, risulta fondamentale una modellazione numerica più dettagliata dei sistemi di attuazione e dei sistemi di posizionamento con cui vengono controllati. In particolare sono stati modellati i due servocilindri e la loro movimentazione con i sistemi di posizionamento, in aggiunta al modello fisico del nastro già descritto nel capitolo 4.4.2.

A seguito dei problemi di comportamento asimmetrico dei due servocilindri ed elettrovalvole è stata svolta una campagna sperimentale atta ad identificare la relazione tra i segnali di ingresso ed effetto utile.

Le prime prove svolte sono state finalizzate alla ricerca degli zeri dei sottosistemi. Con zeri si intende il valore di tensione da fornire all'elettrovalvola affinché questa mantenga la sua posizione centrale, che comporta dunque una velocità nulla dello stantuffo e dunque il mantenimento della posizione assunta.

Terminata questa prima fase, si sono ricercati i valori di tensione necessari per realizzare un'attuazione simmetrica tra cilindro interno ed esterno. Con questo obiettivo sono stati identificati i parametri indicati in Tabella 12:

Segnali elettrici di posizionamento dei servocilindri

Segnale avanzamento rapido interno [V]	0,78
Segnale avanzamento lento interno [V]	0,37
Segnale avanzamento rapido esterno [V]	0,7
Segnale avanzamento lento esterno [V]	0,3
Segnale accelerazione interno [V/s]	0,78
Segnale accelerazione esterno [V/s]	0,7

Tabella 12 - Segnali elettrici necessari per l'attuazione simmetrica di due servocilindri.

In Figura 51 si presentano gli andamenti temporali delle posizioni dei due servocilindri. La richiesta è il raggiungimento di una determinata posizione, in questo caso 30 mm. I segnali di eccitazione delle elettrovalvole sono quelli indicati in Tabella 12, si apprezza che i movimenti dei due attuatori sono simmetrici e gli andamenti si sovrappongono perfettamente. Nel tratto da 0 a 25 mm i due stantuffi mostrano una velocità maggiore, figlia del segnale elettrico di spostamento rapido; dopodiché, entrando nella zona di avanzamento lento, la velocità viene ridotta impostando una tensione di avanzamento lento.

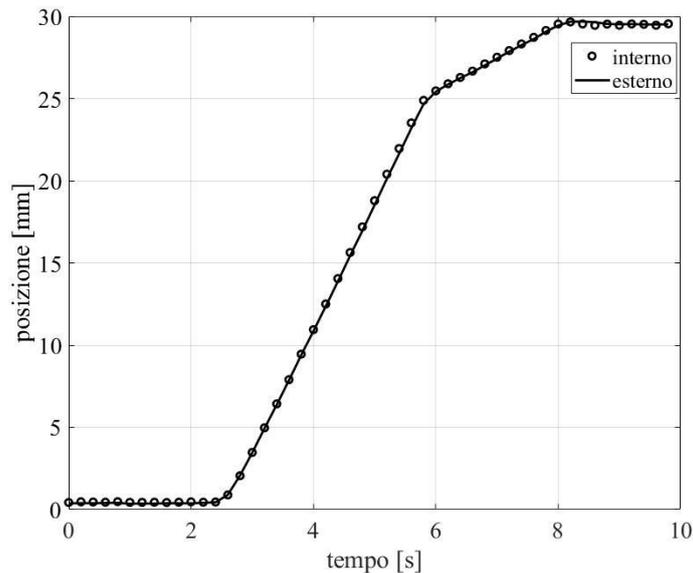


Figura 51 - Andamento temporale della posizione dei servocilindri per una data richiesta di posizione.

Nell'ambito della stessa prova, variando proporzionalmente i segnali elettrici, si ricava la relazione che lega la velocità di avanzamento dello stantuffo (v_{ext} o v_{int}) con il segnale di tensione elettrica ΔV fornito dal PLC alla valvola proporzionale. Si ottengono ovviamente due leggi distinte, una per l'attuatore esterno ed una per quello interno:

$$\begin{aligned} v_{ext} &= 12,778 \cdot \Delta V - 1,0783 \\ v_{int} &= 12,519 \cdot \Delta V - 1,9127 \end{aligned} \quad (59)$$

con $[\Delta V] = V$ e $[v] = mm/s$.

A questo punto, avendo modellato le componenti fisiche in gioco, è possibile introdurre nella modellazione anche la logica di posizionamento che porta alla generazione del segnale elettrico. In questo modo si ottiene un modello numerico completo del sistema nastro che permette la simulazione delle strategie di controllo. Il sistema di posizionamento impiegato è sostanzialmente lo stesso utilizzato nella prima versione del sistema di controllo. Il segnale elettrico viene generato in funzione della posizione letta dal trasduttore e quella definita come obiettivo. In uscita dal blocco di posizionamento il segnale elettrico viene elaborato tramite le relazioni di (59) per ottenere il valore di velocità, l'integrazione nel tempo di questo produce la posizione istantanea dello stantuffo.

Imponendo al modello numerico di servocilindro e posizionamento la stessa richiesta di spostamento valutato durante la prova sperimentale, si ottiene l'andamento mostrato in Figura 52. Da questo si evince la fedeltà di riproduzione del modello numerico nei confronti dell'andamento reale. Le differenze sono infatti minime e per lo più riconducibili ad errori prodotti da disturbi di misura; si nota infatti che il trasduttore di misura non fornisce segnale esattamente nulla quando lo stelo è completamente rientrato.

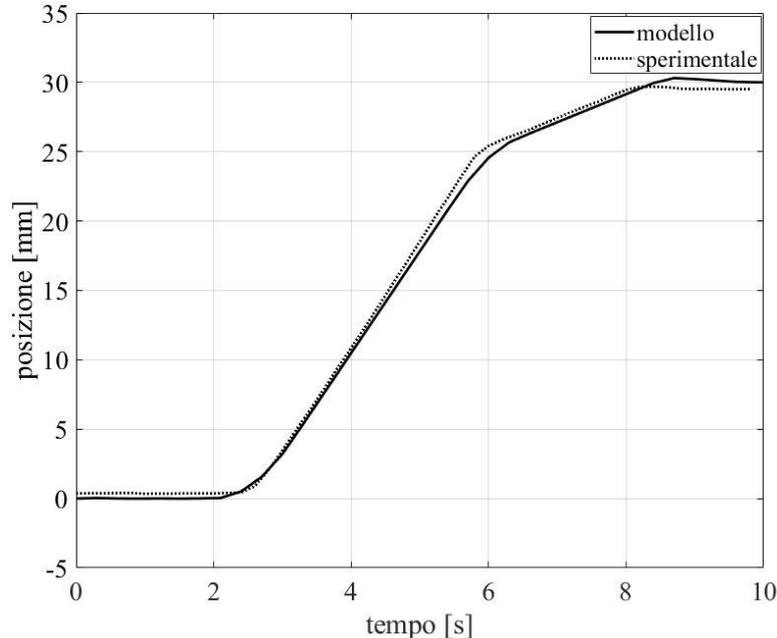


Figura 52 - Confronto degli andamenti di velocità tra modello numerico e sperimentale del servocilindro.

Nel modello numerico del servocilindri viene inoltre simulato il trasduttore di velocità che si vorrà introdurre nella logica di controllo del PLC. Questo riceve in ingresso il segnale di posizione x_t (prodotto dall'integrale temporale), ne esegue la differenza con il valore salvato riferito all'istante precedente x_{t-1} . In questo modo si dispone della distanza percorsa dallo stantuffo nell'intervallo di tempo, che essendo noto

pari al tempo di aggiornamento del PLC ($\Delta t = 1$ ms), permette di stimare la velocità istantanea v dello stantuffo come:

$$v' = \frac{x_t - x_{t-1}}{\Delta t} \quad (60)$$

Tale grandezza si rivelerà fondamentale per il controllo combinato dei due attuatori, come si vedrà nella sezione successiva.

4.4.5 Controllo del sistema nastro (versione 2.0)

La nuova strategia di controllo ha l'obiettivo principale di sopperire alle mancanze ed inefficienze manifestate dalla versione 1.0 precedentemente descritta. A tal fine il sistema di attuazione è stato completamente modellato: servocilindri, elettrovalvole, sistema di posizionamento e nastro. La creazione del modello completo si è resa necessaria principalmente per disporre di uno strumento in grado di simulare fedelmente l'apparato; in questo modo è possibile effettuare un'analisi critica delle strategie di controllo prima che queste vengano implementate sulla macchina reale. Allo stesso tempo questo rende possibile una stima preventiva dei parametri necessari nell'attuazione reale.

Il problema principale della prima strategia di controllo è risultato essere l'attuazione asimmetrica dei due stantuffi. In particolare, al sistema è richiesta una correzione discorde della posizione dei due servocilindri per contenere le traslazioni del nastro; al contrario gli andamenti delle velocità in modulo devono essere perfettamente sovrapposti così da ottenere una rotazione dell'asse del rullo folle attorno al proprio baricentro. A tale scopo viene implementato un controllore PID incaricato di mantenere uguali i moduli delle velocità con cui si muovono i due pistoni. Il controllore riceve in ingresso l'errore, definito come differenza dei valori assoluti delle due velocità. Questo produce in uscita un segnale di correzione di natura elettrica che verrà sommato al segnale di alimentazione dell'elettrovalvola del cilindro più lento, mentre verrà sottratto per quello più veloce. Lo schema logico appena descritto viene rappresentato graficamente in Figura 53 dove si possono identificare facilmente:

- sistema di posizionamento (POS_INT o POS_EXT), definisce il segnale elettrico di alimentazione della valvola in funzione della posizione attuale misurata e quella da raggiungere x_{rif} ;
- servocilindro, rappresentante il modello precedente presentato e definito dalle relazioni (58);
- blocco integrativo, per l'acquisizione della posizione in tempo reale;
- trasduttore di velocità, rappresentato dal modello di trasduttore introdotto nella sezione precedente, relazione (60);
- PID, genera il segnale elettrico di correzione per ridurre la differenza di velocità tra i due stantuffi.

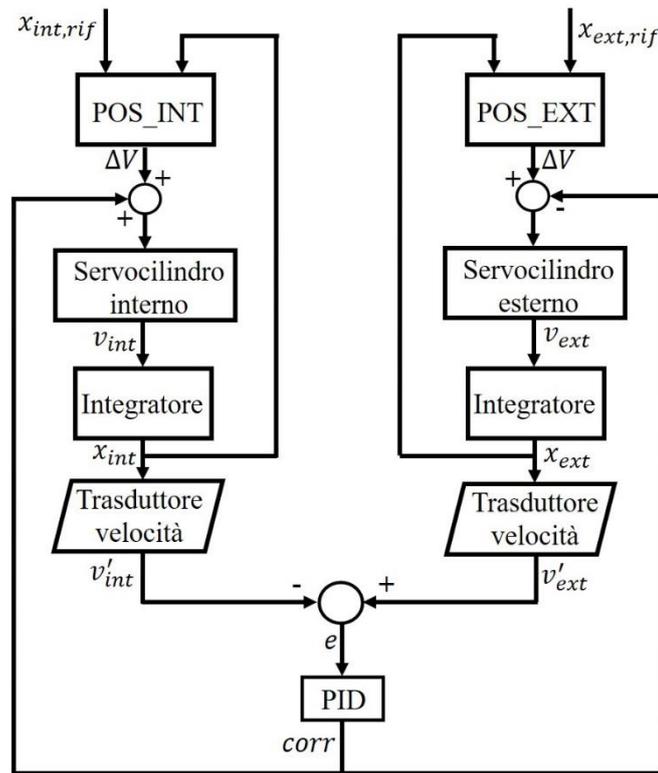


Figura 53 - Flowchart del sistema di controllo per compensazione delle differenze di velocità tra i due servocilindri.

In Figura 54 viene proposta la stessa logica di controllo implementata con il linguaggio grafico di Simulink. In questo si può notare la presenza di un nuovo input denominato “Fase/Controfase”, impiegato per realizzare l’attuazione concorde o discorde dei due attuatori. L’ingresso “Oscillazione” rappresenta descrive l’andamento delle posizioni richieste ai due stantuffi in termini relativi rispetto alla posizione di pretensionamento ($x_{ext, start}$ e $x_{int, start}$).

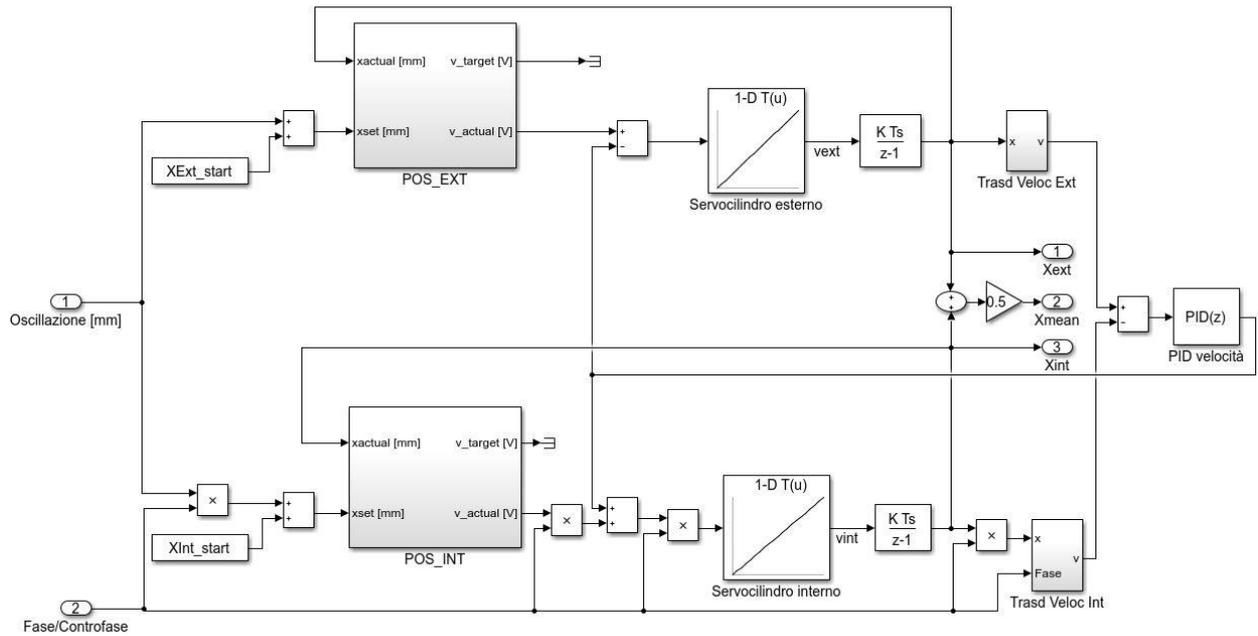


Figura 54 - Controllo della velocità dei servocilindri implementato in Simulink.

Il controllore è stato tarato utilizzando la funzione di Auto-Tune di Simulink. Questa restituisce la configurazione ottimale dei parametri in funzione delle specifiche del sistema. Nel caso in esame viene proposto un controllore puramente integrativo con guadagno $K_I = 5.722$. Viene testato con diverse richieste di posizionamento dei cilindri. In Figura 55 viene presentata la risposta del sistema ad una richiesta di posizione oscillatoria sinusoidale, di ampiezza pari a 5 mm e frequenza 0,07 Hz, con segno discorde tra i due attuatori. Il valore medio, ovvero la posizione di partenza, è settata pari a 35,5 mm per l'interno e 37,01 mm per l'esterno, pari ai valori di corretto tensionamento precedentemente valutati. Tale condizione è quella tipica di impiego per il controllo della posizione del laterale del nastro. Nel grafico superiore (a) viene gli andamenti ottenuto senza controllore di velocità, in quello inferiore (b) invece con controllore di velocità attivo. Dai risultati ottenuti si evince chiaramente un ottimo comportamento del sistema ed in particolare del controllo delle velocità; grazie a questo l'andamento della posizione media risulta pressoché costante, il che significherebbe un'oscillazione dell'asse del rullo attorno al centro del proprio asse di rotazione.

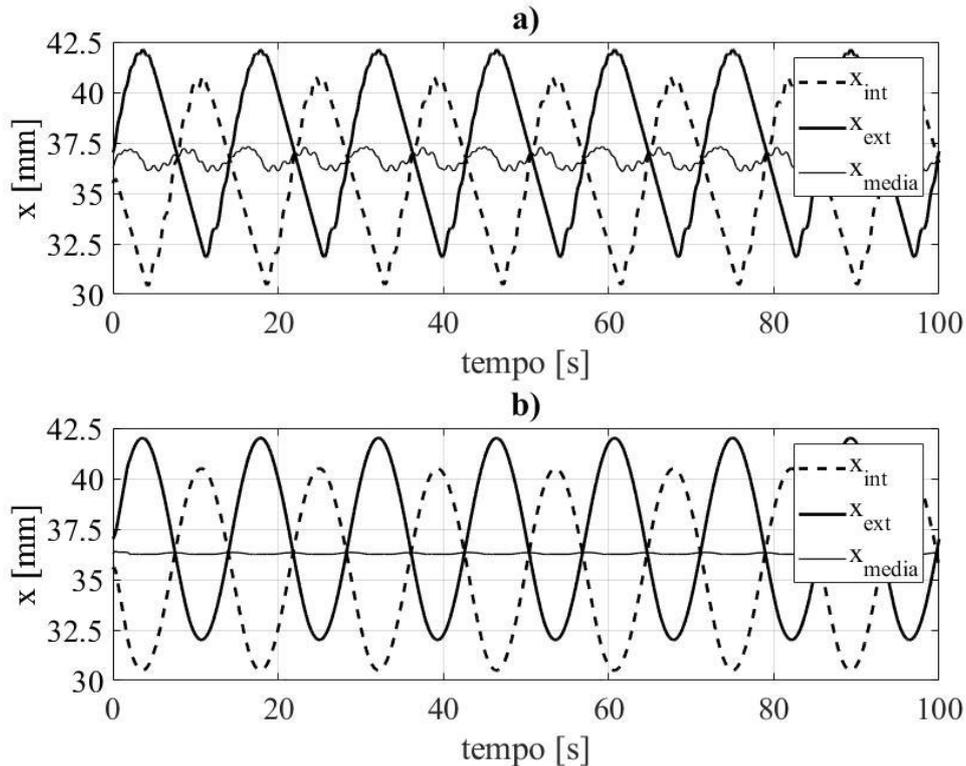


Figura 55 - Attuazione in controfase dei servocilindri, con andamento della posizione sinusoidale.

a) senza controllo della velocità; b) con controllo della velocità.

Avendo verificato il corretto funzionamento dei modelli numerici che riproducono il comportamento del nastro avvolto sui rulli e del sistema di attuazione per il controllo del flessibile, è possibile combinare i due. In questo modo si può testare il corretto funzionamento dell'intero modello rappresentante il sistema nastro. Sarà inoltre possibile in futuro simulare e sviluppare le diverse strategie di controllo; tale procedura permetterà di individuare la tecnica di controllo più efficiente e stimare il comportamento dell'intero sistema.

Vengono dunque accoppiati il modello nastro e due modelli di servocilindro, uno interno e l'altro esterno. La combinazione dei due modelli di attuatore viene racchiusa all'interno di un unico blocco denominato "Attuazione Asse Rullo". Questo fornisce come output le posizioni dei due pistoni, le quali diventano le grandezze di ingresso del modello nastro descritto nel capitolo 4.4.2. Questo genera un segnale di velocità laterale del flessibile, che integrato fornisce la posizione dello stesso. A questo punto è possibile definire una quantità errore come la differenza tra posizione del nastro realizzata e posizione richiesta, la quale nella realtà sarà un valore costante pari al valore di centramento. Tale errore verrà elaborato da un secondo controllore proporzionale-integrativo, finalizzato a produrre il segnale correttivo con cui attuare i due servocilindri. Questo segnale rappresenta dunque l'input "Oscillazione" del blocco di attuazione dell'asse del rullo folle precedentemente indicato. In Figura 56 è possibile apprezzare il flusso dei segnali e le relazioni tra i vari blocchi nel linguaggio grafico Simulink.

È possibile individuare una particolarità introdotta nel sistema di controllo. Per provvedere al problema di adattabilità del sistema di controllo al variare della velocità, il controllore PI possiede i parametri di settaggio variabili in funzione della velocità di rotazione del rullo. Applicando infatti l'algoritmo di ottimizzazione dei parametri disponibile in Simulink a diverse velocità, si è notato essere presente una relazione lineare tra i guadagni del controllore e la velocità stessa. In particolare il guadagno ottimale $K_{i,n}$ per una determinata velocità n si può esprimere in funzione di parametri costanti $K_{i,0}$ come:

$$K_{i,n} = \frac{K_{i,0}}{n} \quad (61)$$

e tale relazione vale sia per il guadagno proporzionale che integrale.

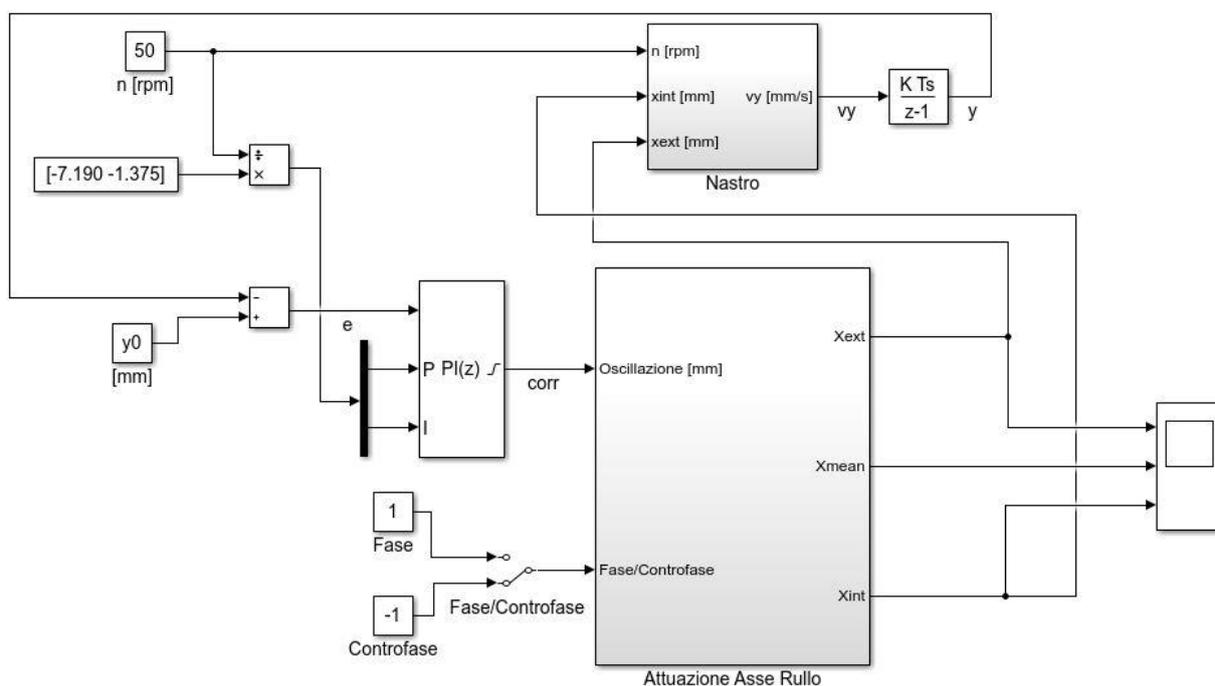


Figura 56 - Modello numerico completo del sistema nastro implementato in Simulink.

I parametri costanti di configurazione del PI vengono presentati in Tabella 13. Il parametro di correzione massima non viene variato rispetto alla precedente strategia di controllo.

<i>Controllore PI per sistema nastro</i>	
$K_{P,0}$ [-]	-7,190
$K_{I,0}$ [-]	-1,375
Correzione massima [mm]	6

Tabella 13 - Parametri di configurazione del controllore PI del sistema nastro (versione 2.0).

La nuova strategia di controllo viene articolata in più fasi rispetto alla precedente.

Fase I - Pretensionamento

La prima fase di pretensionamento risulta molto simile alla versione 1.0. I due stantuffi vengono mossi sino a realizzare la pressione di pretensionamento richiesta dell'operatore. In tale fase il controllore PI della posizione del nastro non è abilitato; è invece attivo il controllore P che permette di movimentare i servocilindri con uguale velocità di avanzamento. La fase termina quando uno dei due pistoni realizza la forza richiesta.

Fase II - Pretensionamento uniforme

La fase I non garantisce un tensionamento uniforme del flessibile, per le motivazioni già descritte nei capitoli precedenti. Per ottenere questa condizione, ai due servocilindri viene richiesta una precisa forza di trazione da esercitare sul flessibile che deve essere controllata per mezzo di due trasduttori di pressione per ogni cilindro. Dopo aver disattivato il controllo di velocità dei pistoni, il cilindro che non ha raggiunto il voluto pretensionamento viene attuato sino a soddisfare la richiesta.

Fase III - Centraggio a bassa velocità

Il pretensionamento corretto non implica necessariamente che il nastro risulti nella corretta posizione di centraggio. Anzi, solitamente la movimentazione degli stantuffi porta a piccoli spostamenti del flessibile. Per compensare tale decentraggio iniziale si compie una fase di movimentazione del nastro a basse velocità. In questa fase sono attivi sia il controllo P delle velocità dei servocilindri, sia il controllore PI della posizione del nastro. La movimentazione dei pistoni avviene in controfase

Fase IV - Controllo della posizione del nastro

Terminate le fasi precedenti il sistema nastro risulta configurato correttamente ed è possibile svolgere le prove desiderate. Entrambi i controllori saranno attivi e resteranno tali fino a quando non viene arrestato il movimento del nastro ed annullato il tensionamento.

Prove e considerazioni

La strategia di controllo appena descritta è stata testata attraverso il modello numerico appositamente sviluppato. Non è stato possibile, entro i termini di completamento del progetto della presente tesi, implementare e testare la strategia sulla macchina reale a causa della mancanza di alcuni componenti, su tutti i secondi trasduttori di pressione fondamentali per l'identificazione della forza di tensionamento.

Sono state in particolare testate e valutate le fasi III e IV che risultano essere le più delicate e complesse. In queste infatti viene richiesta la cooperazione di entrambi i sistemi di controllo. Nella prima parte viene testata la fase III: viene simulato uno scorretto posizionamento iniziale del nastro. Viene definita come posizione di centraggio corretta da condizione $y=13$ mm, mentre in questa situazione viene imposto un elevato decentraggio iniziale di 3 mm, dunque una posizione iniziale $y_0=10$ mm. La velocità di rotazione del rullo viene posta pari a 20 rpm. I risultati vengono mostrati in Figura 57. Si può apprezzare come la fase

di centraggio viene completata in circa 30 secondi, partendo da una posizione di elevato decentraggio del nastro e movimentandolo con una velocità piuttosto lenta, corrispondente a meno di 4 km/h di avanzamento lineare. In Figura 58 viene invece testata la medesima fase ma con condizione iniziale opposta, ovvero $y_0=16$ mm, la velocità di rotazione del rullo è sempre 20 rpm. Anche in questo caso il nastro raggiunge la posizione desiderata (13 mm) in circa 30 secondi, mentre i servocilindri hanno movimenti sincroni di verso opposto in modo da mantenere fisso il baricentro dell'asse.

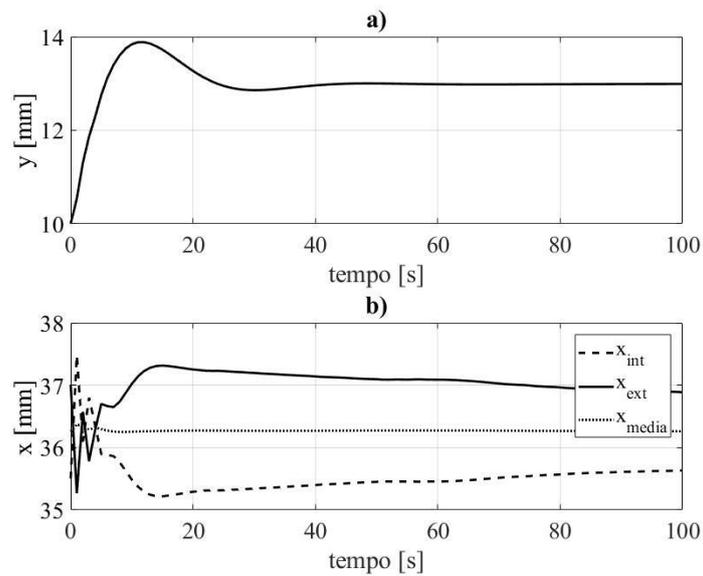


Figura 57 - Simulazione della fase di centraggio del nastro a bassa velocità.

a) posizione del nastro, b) posizioni dei servocilindri.

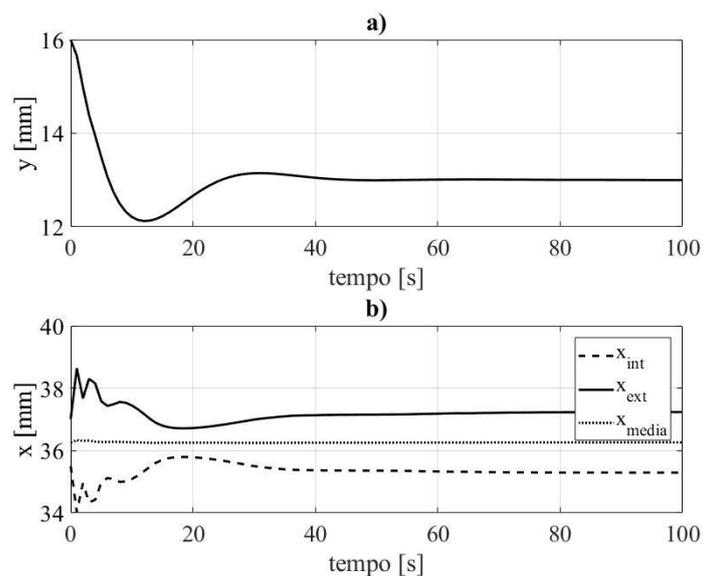


Figura 58 - Simulazione della fase di centraggio del nastro a bassa velocità.

a) posizione del nastro, b) posizioni dei servocilindri.

Infine viene testata la fase IV, quella di controllo vero e proprio. Viene imposta una posizione iniziale del nastro centrata ($y_0=13$ mm). Viene testato il controllo a diverse velocità di rotazione. In Figura 59 viene diagrammata la posizione del nastro per velocità di 100, 200 e 300 rpm, rispettivamente corrispondenti a 19, 38 e 95 km/h di avanzamento lineare del nastro. Come si può vedere il controllo risulta funzionante per tutte le velocità, anche le più elevate. Il piccolo overshoot che si apprezza nella prima parte è dovuto ad una richiesta di velocità a gradino che rappresenta un'accelerazione istantanea da zero alla velocità di regime, nella realtà fisicamente impossibile da realizzare per ovvi motivi. L'oscillazione a regime risulta variare in ampiezza da qualche centesimo di millimetro (a 100 rpm) ad un millimetro circa (a 500 rpm). Valori decisamente accettabili e di almeno un ordine di grandezza inferiore rispetto alla prima versione del sistema di controllo. Per concludere in Figura 60 viene mostrata l'andamento della posizione del flessibile in risposta ad un profilo di velocità variabile. I profili sono gli stessi impiegati per i test delle regolazioni delle trasmissioni idrauliche; in particolare viene impostato un profilo oscillatorio sinusoidale di valor medio 370 rpm con ampiezza di oscillazione 80 rpm e frequenza pari a 0,02 Hz (grafico superiore) e un profilo di velocità tipico del ciclo guida omologativo per autoveicoli NEDC (grafico inferiore). Anche in questo caso si apprezza un leggero overshoot iniziale, dopodiché l'oscillazione si assesta su valori di ampiezza inferiori al millimetro in entrambi i casi.

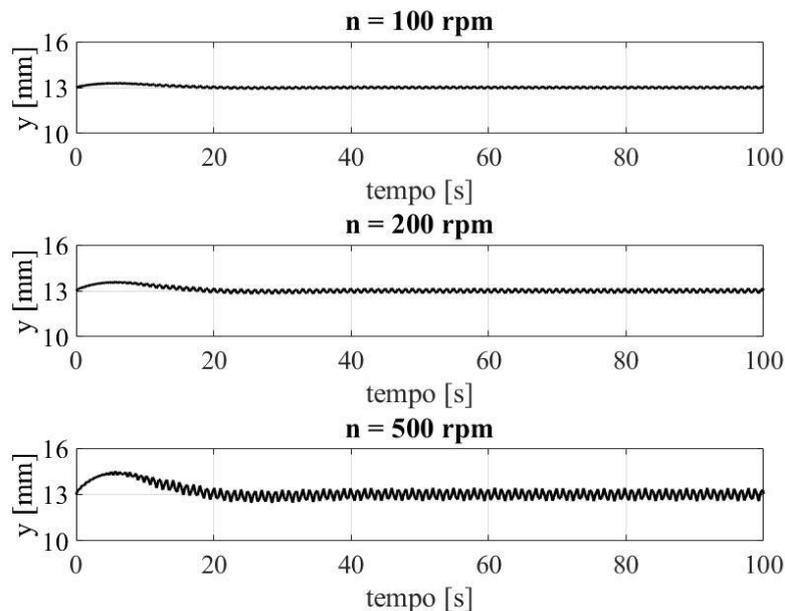


Figura 59 - Simulazione di controllo della posizione del nastro a diverse velocità.

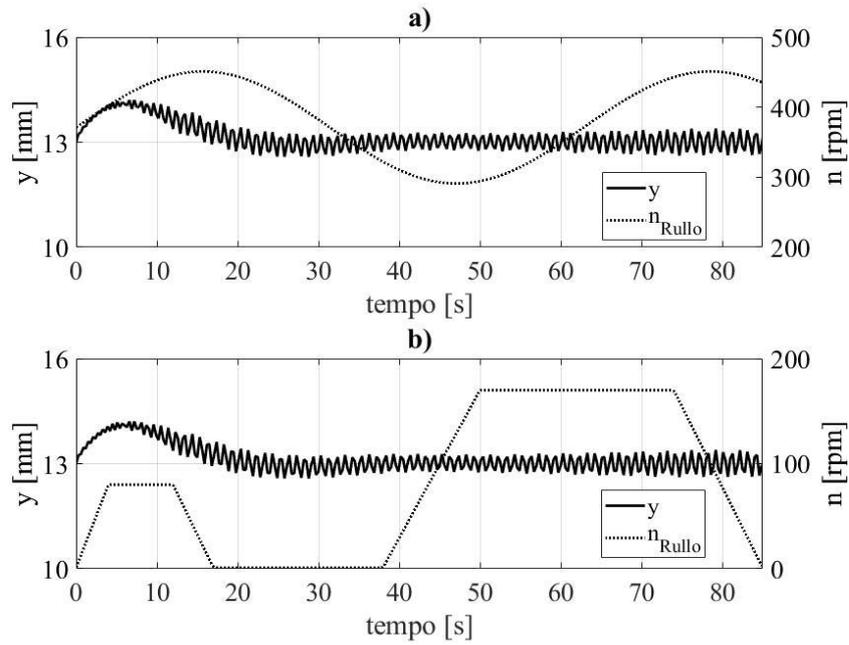


Figura 60 - Simulazione di controllo della posizione del nastro per diversi profili di velocità.

a) sinusoidale; b) ciclo guida NEDC.

Il controllo ideato e sviluppato risulta quindi in grado di rispettare tutte le limitazioni imposte e permette di sfruttare a pieno le potenzialità della macchina. Una seconda taratura del sistema ed una campagna di prova dovrà essere svolta per valutare la validità della strategia di controllo quando il nastro si troverà in contatto con la ruota, ricevendo quindi elevati ed improvvisi carichi in direzione laterale.

Capitolo V

Conclusioni e sviluppi futuri

La presente tesi è stata sviluppata con l'obiettivo di iniziare lo sviluppo un modello numerico della macchina prova pneumatici del Politecnico di Torino. Lo scopo principale di tale modello è la valutazione delle prestazioni della macchina ed una futura implementazione all'interno del linguaggio logico per il controllo automatico della stessa. Sviluppo fondamentale per un accoppiamento con un secondo banco sperimentale, di tipo hardware in the loop.

Nel presente elaborato ci si è focalizzata l'attenzione sui due principali sottosistemi della macchina: le trasmissioni idrauliche ed il sistema nastro di simulazione della superficie stradale. Le prime sono state modellate principalmente in funzione delle leggi fisiche che controllano il funzionamento dei diversi componenti, ne deriva una buona riproduzione del funzionamento della macchina a velocità costante o poco variabile. Al contrario, in condizione di transitorio la riproduzione fatta da parte del modello risulta poco accurata. In particolare risulta sottostimate le componenti inerziali e completamente trascurati gli effetti di variazione delle proprietà del fluido, su tutte la viscosità. Il riduttore di velocità si è rivelato un organo fortemente condizionante la dinamica di tutta la trasmissione idraulica del nastro. Questo merita sicuramente un'analisi più approfondita e una caratterizzazione più precisa al fine di ottenere un modello più affidabile. Con lo stesso obiettivo una modellazione della variabilità delle caratteristiche dell'olio risulta fondamentale. Con lo studio della regolazione delle trasmissioni è stato dimostrato che, con un investimento non eccessivo, è possibile migliorare in modo sostanziale il controllo di velocità di entrambe le trasmissioni. In particolare l'installazione di inverter, sulle macchine idrauliche controllare tramite motori asincroni, permetterebbe una regolazione molto più precisa delle cilindrate e dunque renderebbe possibile la realizzazione di cicli e profili di velocità specifici del mondo automobilistico. Con tale obiettivo risulta indispensabile l'implementazione di controllori PID nella logica di attuazione di tutte le macchine idrauliche.

Lo studio del sistema e del suo controllo ha portato sicuramente a risultati soddisfacenti. Il modello sviluppato si è rivelato fedele al comportamento reale in tutte le condizioni di impiego. La modellazione del sistema oleodinamico per il controllo degli spostamenti laterali, ha portato alla definizione di una strategia di controllo in grado di soddisfare tutte le richieste e sopperire ai limiti dimostrati dalla prima logica studiata. In particolare, lo studio matematico tramite modello e soprattutto le molteplici prove sperimentali condotte, hanno permesso di evidenziare alcune criticità e necessità al fine di un controllo accurato del sistema in condizioni sicurezza e prestazioni efficienti. Un tensionamento uniforme del nastro è risultato fondamentale, per questo motivo risulta indispensabile l'installazione di due ulteriori trasduttori di pressione, al fine di identificare in modo preciso la orza di tensionamento. La strategia di controllo ed attuazione dei due servocilindri richiede alcuni accorgimenti al fine di mantenere fisso il centro di rotazione dell'asse del rullo folle. A tale scopo l'implementazione di un controllore di velocità, oltre a quello di

posizione, risulta una soluzione ottimale. In ultimo è risultato necessario un controllore a parametri variabili per la posizione del flessibile. In particolare, tramite test numerici sui modelli sviluppati, si è individuata una legge di variabilità lineare dei coefficienti in funzione della velocità di rotazione del rullo motore.

In ottica futura il lavoro da svolgere sulla MPP risulta essere ancora ampio e variegato, sicuramente interessante per ogni ingegnere. In particolare, il completamento del modello numerico completo della macchina richiede lo studio e lo sviluppo dei controlli delle restanti parti, quali il sistema di carico verticale e il sistema di sterzata. Seguirà una fase di messa in comunicazione dei vari sottosistemi e lo sviluppo di un controllore unico che dovrà gestire ogni componente in funzione delle richieste dell'interazione con il resto della macchina.

Ringraziamenti

Al termine di questo progetto di tesi, sicuramente lungo ed impegnativo, ma altrettanto appassionante e formativo, ci tengo a ringraziare il Prof. Dongiovanni Claudio ed il suo assistente Bottega Andrea. Sono stato accolto con entusiasmo nel loro gruppo di ricerca, avermi assistito quotidianamente e coinvolto in molteplici attività formative almeno quanto i corsi.

Vorrei inoltre rendere grazie ai miei familiari che mi hanno dato la possibilità di compiere questo importante corso di studi. Una menzione particolare va alla mia mia ragazza Martina che, ogni giorno per cinque anni, mi ha supportato ed incoraggiato.

Ringrazio tutti gli amici e compagni con cui ho condiviso questa avventura, ore di studio, progetti ma soprattutto divertimento e spensieratezza.

Bibliografia

- [1] Thomson Robert William, "Improvement in carriage-wheels," 5104, 08-May-1847.
- [2] A. Gent and J. Walter, "Pneumatic Tire," *Mech. Eng. Fac. Res.*, Sep. 2006.
- [3] H. B. Pacejka, *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann, 2006.
- [4] A. Morelli, *Progetto dell'autoveicolo : concetti di base*. CELID, 1999.
- [5] M. Guiggiani, *The Science of Vehicle Dynamics*. Cham: Springer International Publishing, 2018.
- [6] M. M. Joop P. Pauwelussen, Wouter Dalhuijsen, "Tyre dynamics, tyre as a vehicle component," 2007.
- [7] G. Genta, *Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation*, vol. 43. WORLD SCIENTIFIC, 1997.
- [8] I. P. Mehta and S. N. Pande, "Effect of Tire Inflation Pressure on Rolling Resistance, Contact Patch Area and Braking Distance," 2017.
- [9] M. Mitschke and H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [10] D. J. Schuring, "The Rolling Loss of Pneumatic Tires," *Rubber Chem. Technol.*, vol. 53, no. 3, pp. 600–727, Jul. 1980.
- [11] "Michelin," 2019. [Online]. Available: <https://thetiredigest.michelin.com/performance-noise-and-comfort>. [Accessed: 24-Jan-2019].
- [12] "TASS International," 2019. [Online]. Available: <https://tass.plm.automation.siemens.com/>. [Accessed: 24-Jan-2019].
- [13] A. Doria, R. Berritta, V. Cossalter, and N. Ruffo, "IDENTIFICATION OF MOTORCYCLE TIRE PROPERTIES BY MEANS OF A TESTING MACHINE."
- [14] E. Whitehurst and J. Neuhardt, "Time-History Performance of Reference Surfaces," in *The Tire*

Pavement Interface, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959:
ASTM International, pp. 61-61–11.

- [15] A. Tonoli, “Misura delle caratteristiche di aderenza di pneumatici per autoveicolo,” pp. 1049–1058, 1999.
- [16] C. Dongiovanni and A. Tonoli, “Tutto ruota intorno a un test,” *Autotecnica*, pp. 122–128, 2004.
- [17] A. Dadone, *Macchine Idrauliche*. Torino: CLUT, 1987.
- [18] P. Bolzern, R. Scattolini, and N. Schiavoni, *Fondamenti di controlli automatici*. McGraw-Hill Education, 2015.